

Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra aplikované mechaniky

**Návrh zadní zábrany proti podjetí na rámu vozidel Tatra**

*Design of the Rear Underrun Protection for Tatra Truck Frame*

Student:

Bc. Jaroslav Helštýn

Vedoucí diplomové práce:

Ing. Michal Šofer, Ph.D.

Datum a místo odevzdání:

21. květen 2018, Ostrava

VŠB - Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra aplikované mechaniky

## Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Jaroslav Helštýn**  
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství  
Studijní obor: 3901T003 Aplikovaná mechanika  
Téma: **Návrh zadní zábrany proti podjetí na rámu vozidel Tatra**  
**Design of the Rear Underrun Protection for Tatra Truck Frame**  
Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

1. Vypracujte technický popis zábrany a rešerši platných homologačních standardů EHK.
2. Realizujte tahové zkoušky vzorků profilů zábran.
3. Proveďte analýzu stavu napjatosti a deformace zábrany s využitím naměřených charakteristik.
4. Navrhněte a zhodnoťte případné konstrukční úpravy zábrany.

Seznam doporučené odborné literatury:

- [1] R. G. Budynas, Konstruování strojních součástí, Vutium 2011, ISBN: 978-80-214-2629-0
- [2] R. Halama, Experimentální poznatky a fenomenologické modelování cyklické plasticity, habilitační práce v oboru Aplikovaná mechanika, VŠB-TU Ostrava, Fakulta strojní, 2009

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

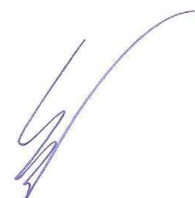
Vedoucí diplomové práce: **Ing. Michal Šofer, Ph.D.**

Datum zadání: 08.12.2017

Datum odevzdání: 21.05.2018



Ing. Martin Fusek, Ph.D.  
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty

**Místopřísežné prohlášení studenta**

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem veškeré použité podklady a literaturu.

V Ostravě dne 21. 5. 2018

.....

podpis autora práce

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на вѣдомі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на вѣдомі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne 21. 5. 2018

.....

podpis autora práce

Jméno a příjmení autora práce:

Bc. Jaroslav Helštýn

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Matěje Kopeckého 484/13, Ostrava

## **Poděkování**

Na tomto místě bych velmi rád poděkoval mému vedoucímu diplomové práce, panu Ing. Michalu Šoferovi, Ph.D. za cenné rady v průběhu psaní diplomové práce a za odborné vedení při konání tahových zkoušek. Dále bych rád poděkoval panu Ing. Dušanu Otiskovi z firmy TATRA TRUCKS a.s., se kterým jsem konzultoval aktuální problémy mé diplomové práce, a také za jeho ochotu a vstřícnost kdykoliv obsažně odpovědět na mé dotazy. Na závěr bych rád poděkoval panu Ing. Zdeňku Porubovi, Ph.D. za jeho ochotu a vstřícnost mi kdykoliv poradit s konečnoprvkovým modelováním.

## **Anotace**

HELŠTÝN, J. *Návrh zadní zábrany proti podjetí na rámu vozidel Tatra – diplomová práce*. OSTRAVA: Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra aplikované mechaniky 58 s. Vedoucí práce: Ing. Michal Šofer, Ph.D.

Předložená diplomová práce se věnuje návrhu optimalizace zadní zábrany proti podjetí s využitím konečnoprvkového modelování. Práce obsahuje srovnání aktuálního provedení zábrany s Předpisem č. 58, Přílohy 57, *Dohody o přijetí jednotných technických pravidel pro kolová vozidla*. Jedním z bodů práce bylo provedení simulací zatěžování zábrany pro pozdější srovnání výsledků s daty naměřenými během experimentu provedeného firmou TATRA TRUCKS a.s. Pro zohlednění plasticity odpovídajících materiálů v simulacích byly provedeny tahové zkoušky. Posledním bodem práce je návrh konstrukčních úprav zábrany z hlediska jejího odlehčení.

## **Klíčová slova**

Zadní zábrana proti podjetí, plasticita, tahové zkoušky, multilineární, bilineární, experiment, MKP, váha, optimalizace

## **Abstract**

HELSTYN, J. *Design of the Rear Underrun Protection for Tatra Truck Frame – thesis*. OSTRAVA: Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering. Department of Applied Mechanics, 58 pages, thesis head: Ing. Michal Šofer, Ph.D.

This thesis describes the optimisation design of rear underrun protection using Finite Element Method (FEM) modelling. The work compares actual design of the rear underrun protection with the Regulation no. 58, Attachment 57, *Agreements on the adoption of uniform technical rules for wheeled vehicles*. One of the thesis' goals is to perform the FEM simulation of loading of the rear underrun protection in order to compare the results with deformation data obtained from an experiment conducted by TATRA TRUCKS

Company. Stress-strain tests were performed to account for the influence of materials plasticity. Finally, the thesis suggests construction adjustments to lower the weight of the rear underrun protection.

### **Keywords**

Rear underrun protection, plasticity, stress-strain test, multilinear, bilinear, FEM, weight, optimisation.

## Obsah

1 Úvod.....	13
1.1 Cíle diplomové práce .....	14
2 Zadní zábrana proti podjetí .....	15
2.1 Technický popis zábrany .....	17
2.2 Verifikace konstrukčního řešení .....	19
2.3 Podmínky a postupy zkoušek .....	27
3 Tahové zkoušky .....	32
3.1 Průběh tahové zkoušky .....	33
3.1.1 Ocel S355 J2H .....	35
3.1.2 Ocel S390 QJ .....	36
3.2 Bilineární model .....	36
3.3 Multilineární model .....	38
4 Analýza stavu deformace a napjatosti .....	41
4.1 Příprava geometrického modelu .....	41
4.2 Zavedení materiálových modelů.....	43
4.3 Konečnoprvkový model.....	44
4.4 Úprava konečnoprvkového modelu .....	46
4.4.1 Ladění modelu .....	46
4.4.2 Odstranění tlačníků .....	48
4.4.3 Úprava materiálových modelů .....	50
4.5 Porovnání výsledků.....	51
5 Návrh konstrukčních úprav .....	54
5.1 Postup odlehčení .....	54
5.2 Optimalizace součástí .....	55
5.3 Porovnání konstrukčních řešení.....	57
6 Závěr a zhodnocení .....	58
6.1 Zhodnocení výsledků.....	58



6.2 Diskuze .....	59
7 Zdroje.....	60

## Seznam obrázků

- Obr. 1 - Výsledek nárazu automobilu Chevrolet Malibu do zábrany firmy Wabash
- Obr. 2 - Výsledek nárazu automobilu Chevrolet Malibu do zábrany firmy Hyundai
- Obr. 3 - Sestava zábrany s upevněním k rámu podvozku
- Obr. 4 - Nastavitelné pozice zábrany
- Obr. 5 - Detail pákového mechanismu
- Obr. 6 - Světla výška zábrany nad zemí
- Obr. 7 - Vzdálenost nejzadnějšího bodu zábrany od rámu podvozku
- Obr. 8 - Vzdálenost nejzazších bodů na příčniku zábrany ve vodorovném směru
- Obr. 9 - Vzdálenost krajních bodů zábrany od tečných rovin zadní nápravy
- Obr. 10 - Profil příčniku aktuálního konstrukčního řešení
- Obr. 11 - Nastavitelné pozice zábrany
- Obr. 12 - Model otočné části zábrany v prostředí *Mechanical*
- Obr. 13 - Předpokládaná trajektorie posunu posuvníku
- Obr. 14 - Průběh normálové síly v pružině
- Obr. 15 - Vzdálenost nejzadnějšího bodu na zábraně k rámu podvozku
- Obr. 16 - Detail uchycení zábrany k rámu podvozku
- Obr. 17 - Sestava makety zábrany před provedením experimentu
- Obr. 18 - Schématické znázornění rozměrů rámu a uchycení zábrany
- Obr. 19 - Zvolená část rámu
- Obr. 20 - Přípravek k zatěžování – boční pohled
- Obr. 21 - Přípravek k zatěžování – horní pohled
- Obr. 22 - Vzdálenosti zátěžných bodů od referenčních rovin
- Obr. 23 - Rozměry vzorku pro tahovou zkoušku
- Obr. 24 - Testometric M500-50CT
- Obr. 25 - Přetržený vzorek
- Obr. 26 - Porovnání bilineárních modelů pro ocel S355 J2H
- Obr. 27 - Porovnání bilineárních modelů pro ocel S690 QL
- Obr. 28 - Porovnání materiálových modelů pro ocel S355 J2H
- Obr. 29 - Porovnání materiálových modelů pro ocel S690 QL
- Obr. 30 - Model zábrany připravený k uchycení k zádi rámu podvozku
- Obr. 31 - Upravený model zábrany dle verze normy z roku 2013
- Obr. 32 - Maketa zkušebního rámu s namontovanou zábranou
- Obr. 33 - Upravený model zábrany dle verze normy z roku 2016
- Obr. 34 - Bilineární model ocele S460 N
- Obr. 35 - Konečkoprvkový model v prostředí *Mechanical*

- Obr. 36 - Materiály jednotlivých součástí zábrany
- Obr. 37 - Místo se ztrátou stability tvaru
- Obr. 38 - Kontaktní plocha tlačníku v bodě P1 při maximálním zatížení
- Obr. 39 - Kontaktní plocha tlačníku v bodě P2 při maximálním zatížení
- Obr. 40 - Měřicí uzel pro bod P1
- Obr. 41 - Vymodelované plošky pro zavedení tlačných sil
- Obr. 42 - Stanovené měřicí body
- Obr. 43 - Mapa napětí při zatížení bodu P1
- Obr. 44 - Rozměry roztečí děr pro čepy
- Obr. 45 - Porovnání konstrukčního řešení vzpěry
- Obr. 46 - Porovnání konstrukčního řešení výztuhy
- Obr. 47 - Sestava nového návrhu zábrany

## **Seznam tabulek**

- Tab. 1 - Vlastnosti použitých materiálů
- Tab. 2 - Naměřené mechanické vlastnosti pro ocel S355 J2H
- Tab. 3 - Výsledné mechanické vlastnosti oceli S355 J2H
- Tab. 4 - Naměřené mechanické vlastnosti pro ocel S690 QL
- Tab. 5 - Výsledné mechanické vlastnosti oceli S690 QL
- Tab. 6 - Porovnání mechanických vlastností výsledného modelu a vzorku č. 4
- Tab. 7 - Body pro multilineární model oceli S355 J2H
- Tab. 8 - Body pro multilineární model oceli S690 QL
- Tab. 9 - Mechanické vlastnosti oceli S460 N
- Tab. 10 - Počet uzlů a elementů generovaných pro jednotlivé modely
- Tab. 11 - Naměřené hodnoty posuvů zátěžných bodů během experimentu
- Tab. 12 - Porovnání posunů před a po zavedení nahrazení tlačníků
- Tab. 13 - Porovnání výsledků: bilineární x experiment
- Tab. 14 - Porovnání výsledků: multilineární x experiment
- Tab. 15 - Porovnání výsledků: bilineární x multilineární
- Tab. 16 - Porovnání výsledků: model dle 2013 x model dle 2016
- Tab. 17 - Vodorovná vzdálenost nejzazších bodů na rámu podvozku a zábrany
- Tab. 18 - Svislý posun měřících bodů na zábraně
- Tab. 19 - Porovnání posuvů měřících bodů
- Tab. 20 - Porovnání hmotností součástí zábran

# 1 Úvod

Na začátku 21. století přichází do konstrukčních kanceláří revoluce v podobě Průmyslu 4.0. Jedná se o výkvět postupné evoluce procesu realizace technických návrhů, kdy se konstruktéři od prvotní myšlenky zkonstruovat něco nového, přes technologický proces, jak to zkonstruovat, dostávají až po konečné sestavení a realizaci jejich vize. To vše by nebylo možné bez předešlých zkušeností s úspěšnými, i neúspěšnými výsledky jejich snažení. Cílem této industriální revoluce je co nejvíce zjednodušit a urychlit proces výroby technických objektů s předpokladem snížení zmetkovitosti, a zvýšení flexibility a variability jednotlivých výrobků, za použití digitalizace a automatizace výroby. Pro tento směr myšlení a realizace projektů, kdy konstruktér začíná s novým, nebo pro něj neznámým výrobkem, je potřeba nejprve prvotní analýzy jednotlivých aspektů při jeho výrobě. Při návrhu se vychází jak z empirických zkušeností nastrádaných kolegiem, tak ze zkušeností vlastních. Když ani to nestačí, přichází na řadu metody externí, kdy si konstruktér musí k dané problematice vytvořit vlastní zdroj dat, ze kterých bude následně vycházet. Jedná se například o provedení experimentů se zadanými materiály, se kterými bude konstruktér pracovat. Po provedení zkoušek a získání prvotních dat, může konstruktér začít tvořit něco hmatatelného, něco, od čeho může začít realizovat jeho vizi. Po ukončení návrhu nezbyvá než konstrukční návrh vyrobít a podrobit ho zatěžkávacím zkouškám. Provedení těchto zkoušek je někdy náročné, jak po stránce mechanické, tak po stránce finanční. Proto se konstruktéři v posledních letech ubírají cestou, kdy svůj finální výrobek před jeho skutečným zhotovením, podrobují konečnoprvkové simulaci. Z těchto simulací můžou určit, zda jejich konstrukční návrh zatěžkávacím zkouškám vyhoví, nebo ne. Tato cesta úpravy návrhu je po finanční stránce nejschůdnější. Pro dosažení co nejpřesnějších výsledků počítačových analýz je nezbytné znát chování jednotlivých součástí a materiálů, ze kterých jsou vyrobeny.

## 1.1 Cíle diplomové práce

Tato diplomová práce se zabývá návrhem zadní zábrany proti podjetí na vozech Tatra.

1. *Technický popis zábrany a seznámení se s homologačními standardy EHK.* V této části bude provedeno seznámení se s aktuálním konstrukčním řešením zábrany proti podjetí, navrhnuté podle platných homologačních standardů EHK a její rozměrovou zástavbou vůči zbytku vozidla. Návrh zábrany se řídí Předpisem č. 58, Přílohy 57, *Dohody o přijetí jednotných technických pravidel pro kolová vozidla, zařízení a části, které se mohou montovat, anebo užívat na kolových vozidlech, a o podmínkách pro vzájemné uznávání schválení, udělených na základě těchto pravidel.* Bude provedena verifikace, zda tyto standardy byly při konstrukci a testování zábrany dodrženy.

2. *Provedení tahových zkoušek a určení parametrů pro materiálové modely.* Pro přesnější a důkladnější konečnoprvkovou analýzu budou provedeny tahové zkoušky vzorků dodaných firmou TATRA TRUCKS a.s. pro jednotlivé materiály použité na aktuálním konstrukčním řešení zábrany. Z těchto naměřeným mechanických parametrů budou sestaveny materiálové modely, které budou poté implementovány do výpočetního programu. Cílem je zahrnout plasticitu materiálu do simulací, během kterých bude prováděno zatěžování zábrany. Předpokladem zahrnutí plasticity je získání věrohodnějších výsledků pro pozdější srovnání s daty naměřenými během experimentu.

3. *Provést validaci předběžných výsledků konečnoprvkového modelu s výsledky z provedeného experimentu.* Pro věrohodnost analýzy bude nejprve provedena validace výsledku analýzy konečnoprvkového modelu s výsledky z experimentu. Po dosažení dostatečné věrohodnosti bude konečnoprvkový model následně upraven, aby odpovídal předpisům a požadavkům aktuální verze normy. Následně bude provedena kontrola, zda výsledky vyhovují aktuální verzi normy z roku 2016.

4. *Zhodnotit výsledky analýz a navrhnout konstrukční úpravy zábrany.* Konečná část diplomové práce se bude zabývat možnou konstrukční úpravou stávajícího návrhu zábrany. Tyto úpravy budou navazovat na získané výsledky konečnoprvkových analýz provedených v předchozí kapitole.

## 2 Zadní zábrana proti podjetí

Jak už název vypovídá, zábrana proti podjetí se nachází na zadní straně podvozku nákladního automobilu, většinou šroubově připojena k zadnímu rámu podvozku. Zde slouží zejména proti podjetí osobních automobilů pod podvozek nákladního auta a následně jeho destrukci vlivem setrvačných sil. Z praktického hlediska při většině autonehod, kdy dojde k takovému podjetí, a v tom lepším případě, poslouží zábrana jako stavítko, a zároveň jako deformační člen přední části osobního automobilu. Při deformaci zábrany je částečně pohlcena energie vyvolána nárazem automobilu do zábrany. Část energie je také pohlcena deformací přední části automobilu. V takovémto případě nedojde k deformaci kabiny a větší újmě na zdraví posádky osobního automobilu.

V horším případě, při špatném návrhu zábrany, dojde k podjetí, a zábrana pomyslně „usekne“ horní část kabiny osobního automobilu. Pro posádku je většině těchto případů takovéto podjetí smrtelné. Důvodem těchto nehod je špatné konstrukční řešení zábrany nebo použití nekvalitních materiálů.

Na obrázku 1 je zobrazen výsledek simulace nárazu vozidla značky Chevrolet Malibu do zadní zábrany firmy Wabash. Tato zábrana v testu obstála. Při nárazu nedošlo k jejímu zhroucení a podjetí osobního automobilu pod návěs kamionu.



Obr. 1 - Výsledek nárazu automobilu Chevrolet Malibu do zábrany firmy Wabash

Na obrázku 2 je zobrazen výsledek simulace nárazu vozidla značky Chevrolet Malibu do zadní zábrany, tentokrát od firmy Hyundai. Zábrana v testu neobstála. Při nárazu došlo k jejímu uvolnění v bodech připevnění k rámu podvozku a podjetí osobního automobilu pod návěs kamionu.



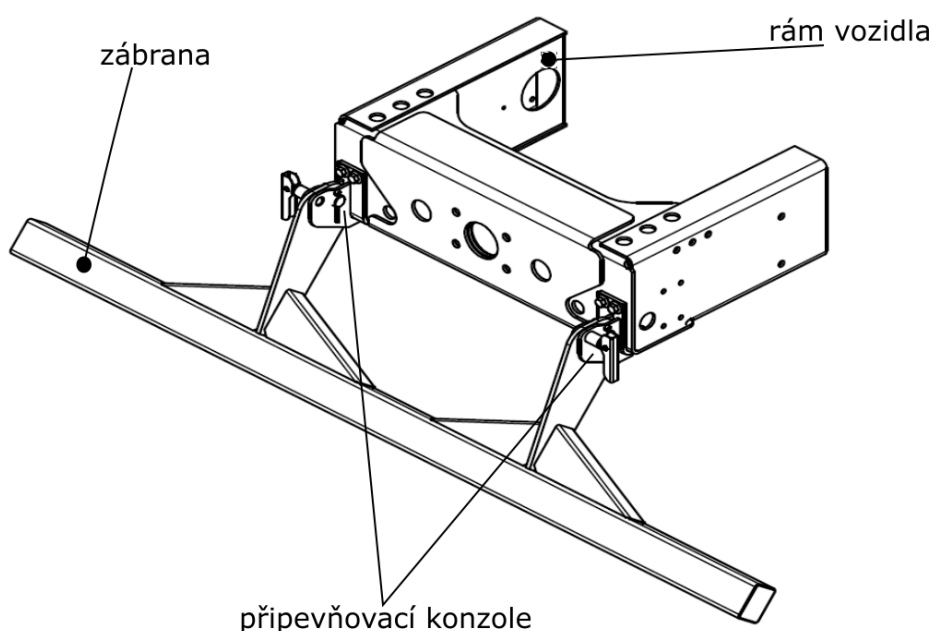
**Obr. 2 - Výsledek nárazu automobilu Chevrolet Malibu do zábrany firmy Hyundai**

Uvedená fotodokumentace je majetkem IIHS - HLDI (*Insurance Institute for Highway Safety – Highway Loss Data Institute*).



## 2.1 Technický popis zábrany

Sestava zábrany se skládá celkem ze dvou hlavních částí. Připevňovacích konzolí, které jsou uchyceny k rámu podvozku pomocí šroubů, a sklopné části, zábrany, která je kloubově připojena ke konzolám pomocí dvou hlavních čepů. Obě podsestavy jsou svařované. Jednotlivé části sestavy jsou popsány na obrázku 3.

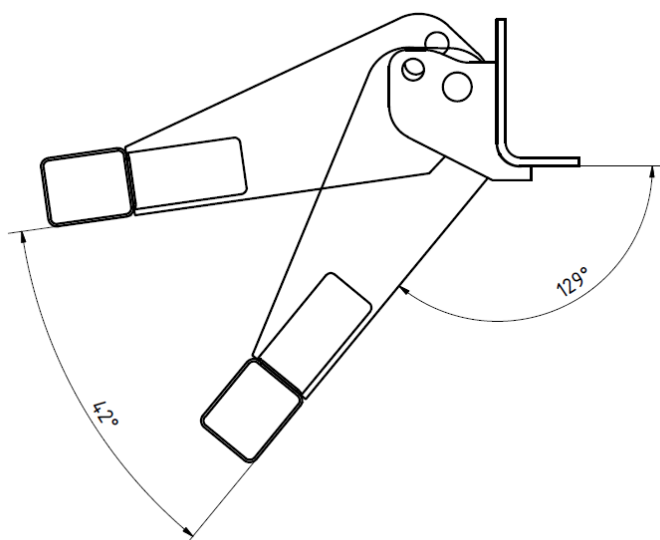


Obr. 3 - Sestava zábrany s upevněním k rámu podvozku

Zábranu lze nastavit do celkem dvou pozic díky pojistným čepům umístěným nad hlavními čepy. Pojistné čepy jsou vysouvány a zasouvány pomocí pákového systému s instalovanou pružinou pro zaskočení čepu při manipulaci se zábranou.

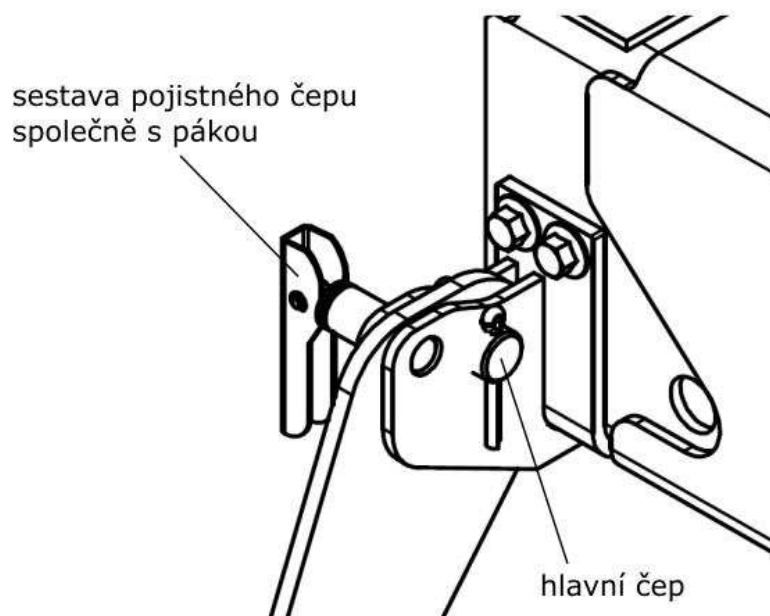
Se zábranou je většinou manipulováno před změnou jízdního terénu, a to tak, že při jízdě po obecní komunikaci je zábrana svěšena do dolní pozice a brání podjetí osobního automobilu. Při jízdě po méně schůdném terénu, jako například staveniště nebo lesní cesta, je zábrana zvednuta do horní pozice, aby nedošlo k případnému zachycení o překážku na komunikaci a neúmyslnému poškození zábrany.

Dle předpisu je maximální povolená síla pro manipulaci se zábranou 40 daN, což zhruba odpovídá síle jednoho muže. Jednotlivé pozice jsou zobrazeny na obrázku 4.



**Obr. 4 - Nastavitelné pozice zábrany**

Na obrázku 5 je přiblížen detail připevňovací konzole s hlavním a pojistným čepem. U pojistného čepu lze najít pákový mechanismus. Hlavní čep je proti vysunutí z každé strany zajištěn závlačkou.



**Obr. 5 - Detail pákového mechanismu**

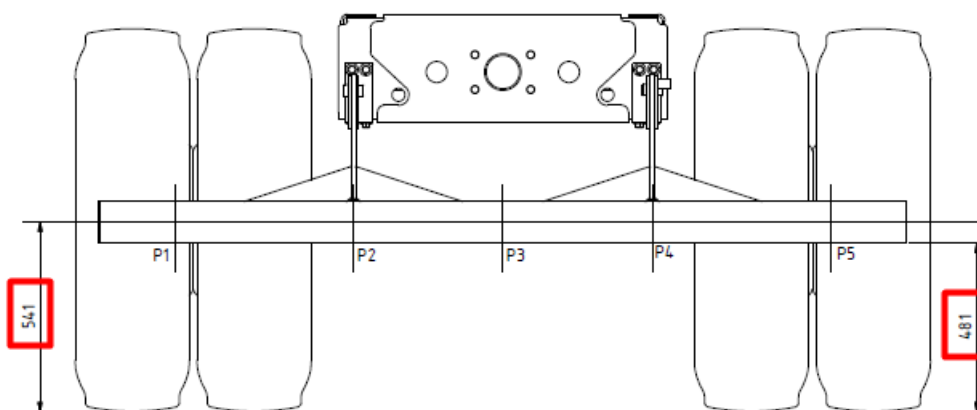
## 2.2 Verifikace konstrukčního řešení

Stávající konstrukční řešení zábrany vychází z verze Předpisem č. 58, Přílohy 57, *Dohody o přijetí jednotných technických pravidel pro kolová vozidla*, z roku 2013. Aktuální konstrukční řešení bylo podrobeno experimentu, při kterém došlo k ověření zátěžových požadavků zábrany. Experiment byl proveden na zkušební firmu TATRA TRUCKS a.s.

K provedenému experimentu byl dle normy vyhotoven homologační dokument, který dle platných zákonů potvrzuje splnění jednotlivých požadavků normy, a umožňuje namontování a používání zábrany proti podjetí na vozech Tatra typu T158 Euro 6.

Podrobný předpis pro konstrukční návrh a zástavbové parametry vychází z odstavce č. 25 *Požadavky na zadní ochranné zařízení proti podjetí (ZOZP)*. Verifikace byla provedena podle aktuální verze normy z roku 2016. Na jednotlivé změny bude v každém pododstavci poukázáno a při verifikaci budou zohledněny.

Dle pododstavce 25.1 nesmí světlá výška nad zemí dolní strany zábrany, i při nenaloženém vozidle, přesáhnout 550 mm. Tento požadavek platí pro celou šířku vozidla. Spodní hrana zábrany nepřekračuje stanovenou hodnotu 550 mm nad zemí s naměřenou světlou výškou 481 mm. Vzdálenost měřících bodů od země, ve kterých působí zkušební zařízení, nesmí překročit hodnotu 550 mm zvětšenou o polovinu velikosti výšky požadované pro průřez příčniku, v tomto případě 50 mm. Velikost této výšky byla 541 mm, což nepřekračuje hodnotu 600 mm. Obě tyto podmínky byly splněny.



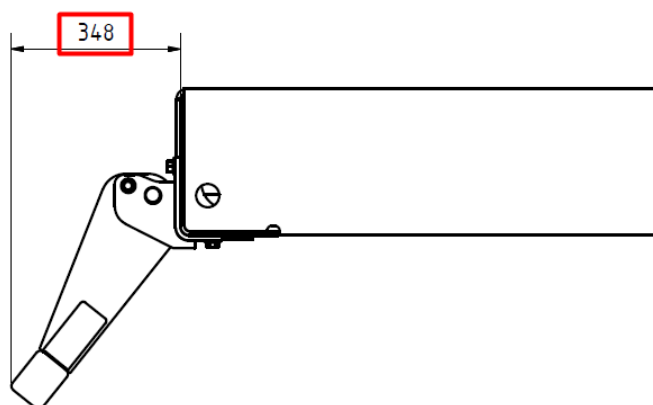
Obr. 6 - Světlá výška zábrany nad zemí

Dle verze normy z roku 2013 postačuje splnit podmínku světlé výšky spodní hrany zábrany od země do 550 mm.

Dle pododstavce 25.2 nesmí světlá výška spodní strany zábrany přesáhnout hodnotu 550 mm. Světlá výška měřících bodů od země nesmí přesáhnout hodnotu 600 mm. Oba tyto body jsou splněny v pododstavci 25.1.

Přesto, že se tento bod nevztahuje na tento typ zábrany pro tento typ vozidla, je zmíněn pro porovnání s verzí normy z roku 2013, ve které je pouze požadováno, aby bylo ZOZP umístěno co nejbližší zádi vozidla. Tento bod byl splněn.

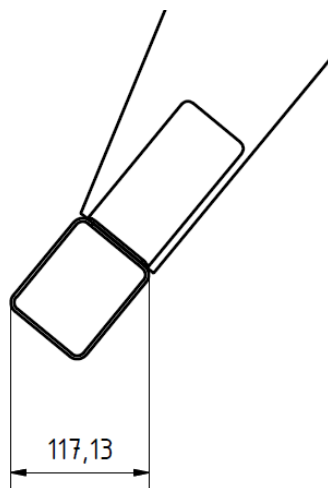
Dle pododstavce 25.3 musí být ZOZP situována co nejbližší zadní části vozidla. Povolená vodorovná vzdálenost mezi zadní částí vozidla a nejvíce vzadu nacházejícím bodem ZOZP nesmí překročit 400 mm. Při určování této vzdálenosti byly zanedbány všechny výčnělky menší než 50 mm vyčnívající v kterémkoliv směru.



**Obr. 7 - Vzdálenost nejzadnějšího bodu zábrany od rámu podvozku**

Tento požadavek je zmíněn v pododstavci 25.2 normy z roku 2013. Není zde ovšem uváděna žádná hodnota vzdálenosti vyznačených bodů na konstrukci zábrany. Požadavek byl nicméně splněn, hodnota činila 348 mm.

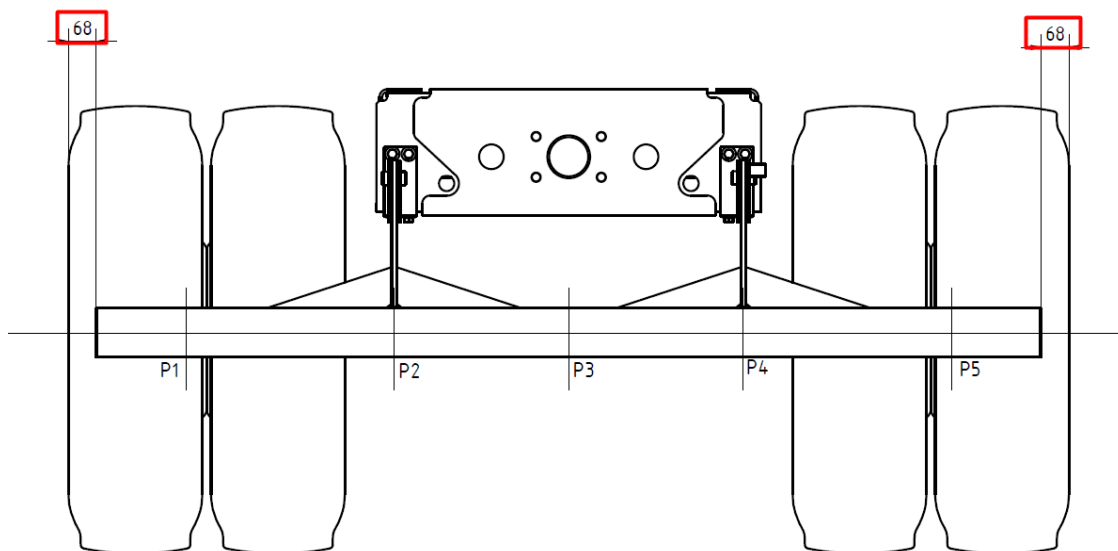
Před působením zkušebních sil je maximální přípustná vodorovná vzdálenost na příčnicku, který je z jednoho kusu, 100 mm. Šířka průřezu příčnicku ve vodorovné vzdálenosti činí 80 mm, ovšem při jeho naklonění o  $39^\circ$  vycházející z konstrukčního návrhu, se tato vzdálenost zvětší na 117,13 mm. Vzdálenost je počítána od tečen zaoblení.



Obr. 8 - Vzdálenost nejzazších bodů na příčniku zábrany ve vodorovném směru

Verze normy z roku 2013 tento požadavek nezmiňuje, nedošlo tedy k porušení předpisu.

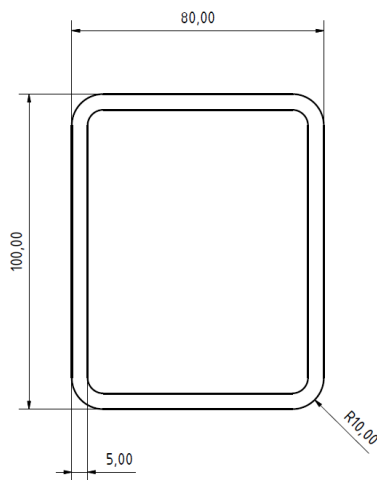
Dle pododstavce 25.4 nesmí šířka ochranného zařízení přesahovat v žádném bodě šířku zadní nápravy, měřenou v nejkrajnějších bodech. ZOZP nesmí být na žádné z obou stran kratší o více než 100 mm. Tato podmínka byla splněna. Změřená délka činí 68 mm na každé straně.



Obr. 9 - Vzdálenost krajních bodů zábrany od tečných rovin zadní nápravy

Tomuto bodu se věnuje pododstavec 25.3 normy z roku 2013, kdy jsou podmínky nastaveny stejně.

Dle pododstavce 25.5, pro vozidla kategorie G, nesmí být výška průřezu nosníku menší než 100 mm. Při konstrukci zábrany byl použit nosník o obdélníkovém průřezu s výškou 100 mm a šířkou 80 mm. Zaoblení na okrajích bylo zvoleno na 10 mm. Tloušťka stěny nosníku byla 5 mm. Tato podmínka byla splněna.



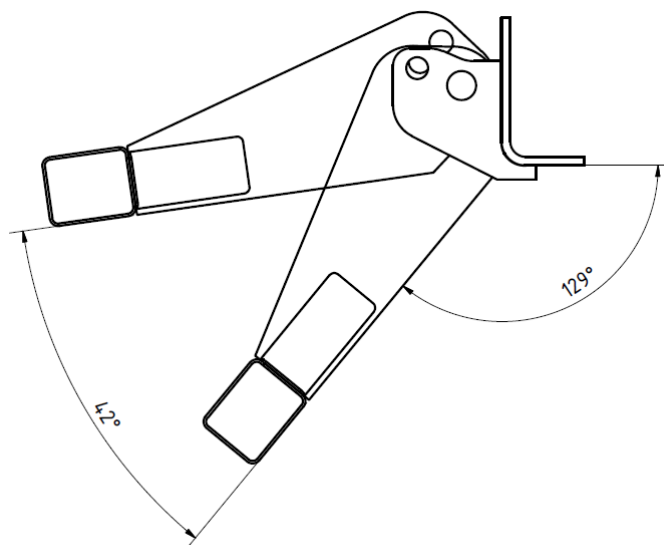
**Obr. 10 - Profil příčniku aktuálního konstrukčního řešení**

Verze normy z roku 2013 v bodě 25.4 nezmiňuje řazení výšky profilů dle kategorie vozidel. Je pevně stanoveno, že minimální výška nosníku musí být 100 mm.

Dle pododstavce 25.6 může být ZOPP konstruována tak, aby zaujímala více poloh. V takovémto případě musí být zaručen postup pro její zajištění proti neúmyslné změně polohy. Aktuální konstrukční řešení nabízí nastavení ZOPP do dvou poloh, a to do polohy výchozí, kdy je zábrana spuštěna, připravena absorbovat případný náraz a zabránit podjetí osobního automobilu. Druhá poloha zabránuje případné kolizi zábrany s vozovkou. Zábrana je tedy přizvednuta a zajištěna. Této pozice se využívá zejména při průjezdu méně schůdným terénem, například mimo obecní komunikaci (na staveništi nebo na lesní cestě), kde hrozí minimální možnost kolize nákladního auta s osobním automobilem. Manipulační síla pro přizvednutí zábrany nesmí překročit uvedenou hodnotu 40 daN. Pro aktuální konstrukční řešení je v certifikačním protokolu zmíněna síla potřebná k přizvednutí zábrany do horní úvratě 38 daN. V normě není dále specifikováno, jak má k měření této síly docházet.

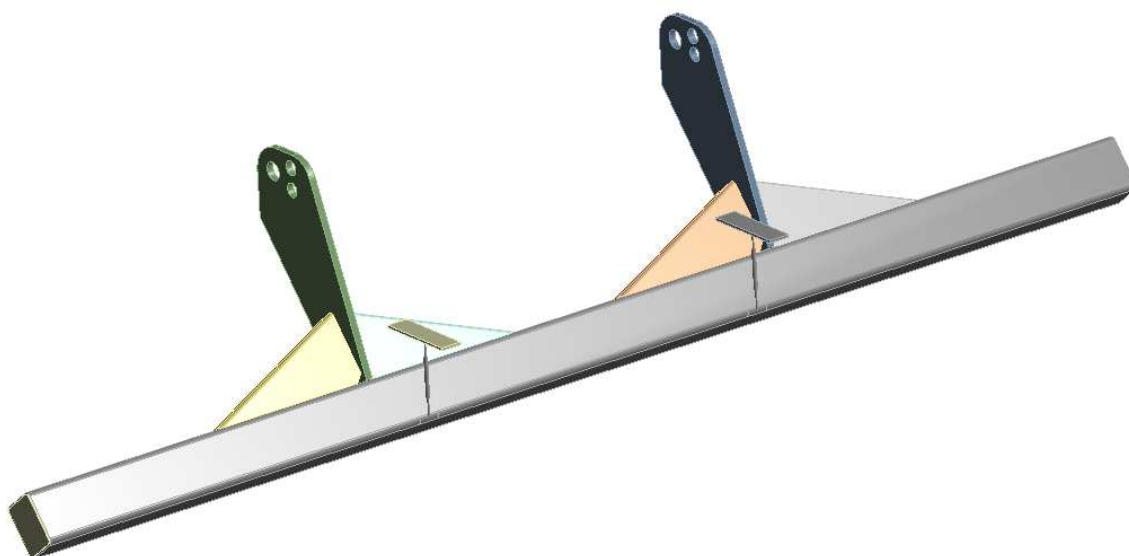
Dle normy z roku 2013 pododstavce 25.5 nemusí být zábrana opatřena štítkem (v jazycích státu kde se výrobek prodává) informujícím operátora o možnosti nastavení zábrany do

výchozích poloh. Dle aktuální normy musí být štítek s rozměry 120x60 mm nainstalován vždy na viditelném místě.



Obr. 11 - Nastavitelné pozice zábrany

Pro ověření tohoto bodu byla provedena simulace v modulu *Rigid Dynamics*. Pro zjištění síly potřebné k vyzvednutí zábrany do horní úvratě byl vymodelován posuvník, ke kterému byly ve vzdálenosti 350 mm od střední roviny zábrany upevněny pružiny. Pružinám byla zadána tuhost 10 N/mm.



Obr. 12 - Model otočné části zábrany v prostředí *Mechanical*

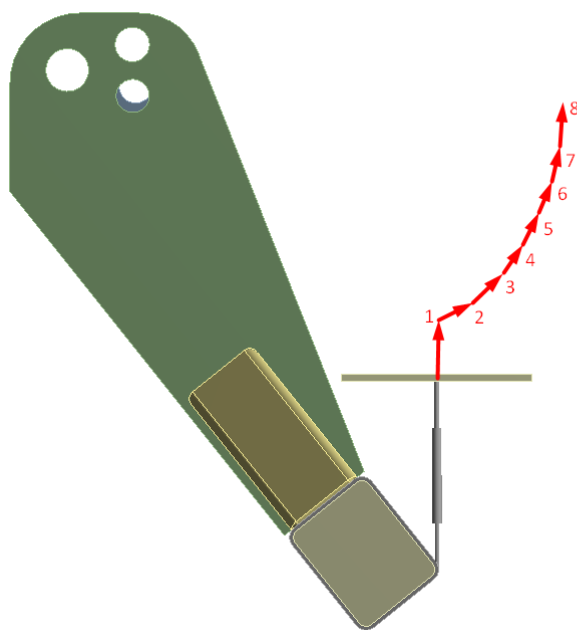
Cílem simulace bylo zjistit průběh normálové síly v pružinách. V prvním úseku se předpokládalo předepnutí pružin na potřebnou sílu k iniciaci pohybu zábrany. Pro prvotní odhad byl použit výsledek uvedený v homologační zprávě č. 121609 – 14 - TAC, a to 38 daN, tedy 380 N.

Potřebný prvotní posuv byl vypočítán pomocí následujícího vzorce:

$$u_1 = \frac{F_{\text{hom}}}{k_{\text{pru}}} = \frac{380}{10} = 38 \text{ mm}$$

Jelikož byly při simulaci použity dvě pružiny, byla tato hodnota vydělena dvěma. Výsledný prvotní posuv posuvníku tedy činil 19 mm.

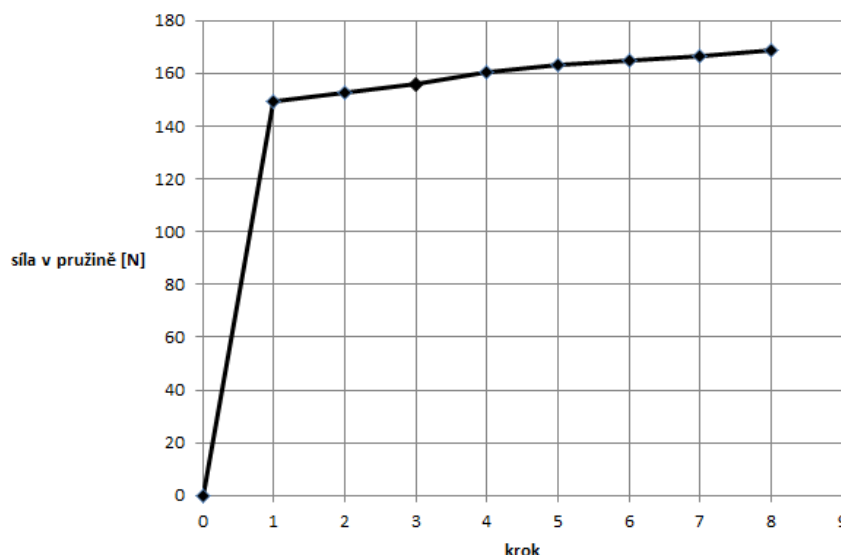
Po provedení simulace bylo zjištěno, že tato hodnota je velká. Postupným snižováním bylo odhadnuto, že k předepnutí pružiny stačí nastavit prvotní posuv ve svislém směru na 15 mm. Od tohoto bodu bylo předpokládáno, že se zábrana bude pohybovat rovnoměrně po kružnici bez dalšího navyšování normálové síly v pružině.



**Obr. 13 - Předpokládaná trajektorie posunu posuvníku**

Pohyb posuvníku po kružnici byl aproximován úsečkami, kde v každém bodě na koncích úseček byly odečítány hodnoty síly v pružině. Pružina zaujímala v každém sledovaném bodě vždy po ukončení úseku svislou polohu. Po vykreslení do grafu bylo zjištěno, že při pohybu po kružnici stále dochází k navyšování síly až do posledního kroku. Průběh síly je vykreslen na obrázku 14.





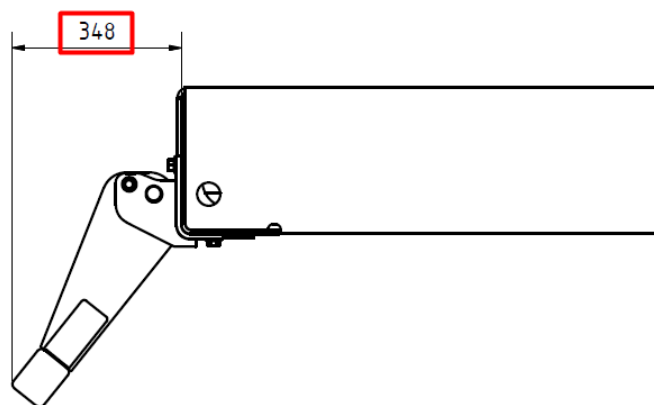
**Obr. 14 - Průběh normálové síly v pružině**

Hodnota síly v posledním bodě činí 168,45 N, tedy síla potřebná k vyzvednutí zábrany do horní úvratě je 336,9 N. Aktuální konstrukční řešení normě vyhovuje, nicméně hodnota uvedena v homologační zprávě neodpovídá výsledku simulace.

Dle pododstavce 25.7 nesmí vodorovná vzdálenost mezi zadní stranou zábrany (nejzadnějším bodem na zábraně) a nejvíce vzadu se nacházejícím bodem zadního obrysu vozidla přesáhnout 400 mm v kterémkoliv z působišť zkušební síly, a to jak během, tak i po ukončení působení sil rovnoběžně s osou vozidla. Při zkoušce musí být zábrana spojena s podélníky rámu nebo s čímkoliv, co je nahrazuje. Tento požadavek byl splněn.

Při a po experimentu nepřesáhl žádný z měřících bodů na zábraně tuto vzdálenost.

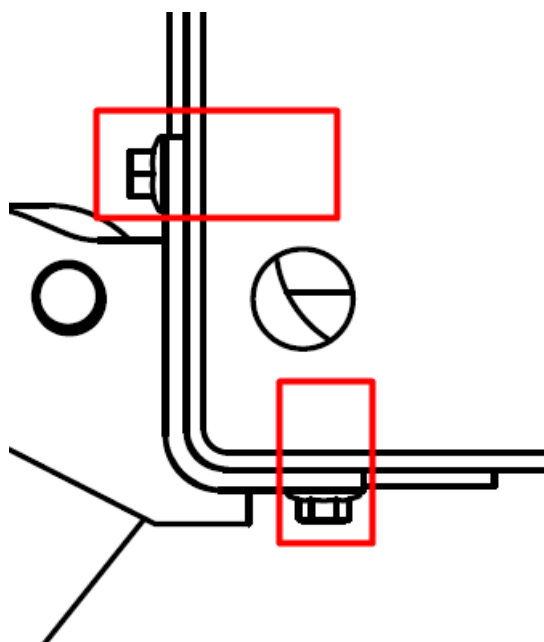
Dle normy z roku 2013 pododstavce 25.6 je požadována pouze vodorovná vzdálenost bodů během a po zatěžování, a to, že měřící body nesmí překročit vzdálenost 400 mm od nejzadnější části zádi. Svislý posun měřících bodů o 60 mm v průběhu a po zatěžování není zmiňován.



Obr. 15 - Vzdálenost nejzadnějšího bodu na zábraně k rámu podvozku

Po provedení experimentu nesmí v místech působení zkušebních sil dojít ke změně světlé výšky nad zemí větší jak 60 mm. Tento požadavek nebyl při experimentu zkoumán. Není proto možné konstatovat, zda byl tento požadavek splněn.

Dle pododstavce 25.8 musí být při praktické zkoušce splněn požadavek pro uchycení zábrany k podélníkům rámu vozidla nebo s jejich významnou částí, nebo s prvky vozidla. Zkouška byla prováděna pomocí uchycení konzolí k tuhému tělesu. Způsob uchycení zábrany k rámu je proveden pomocí šroubů M16 na obou stranách zábrany.



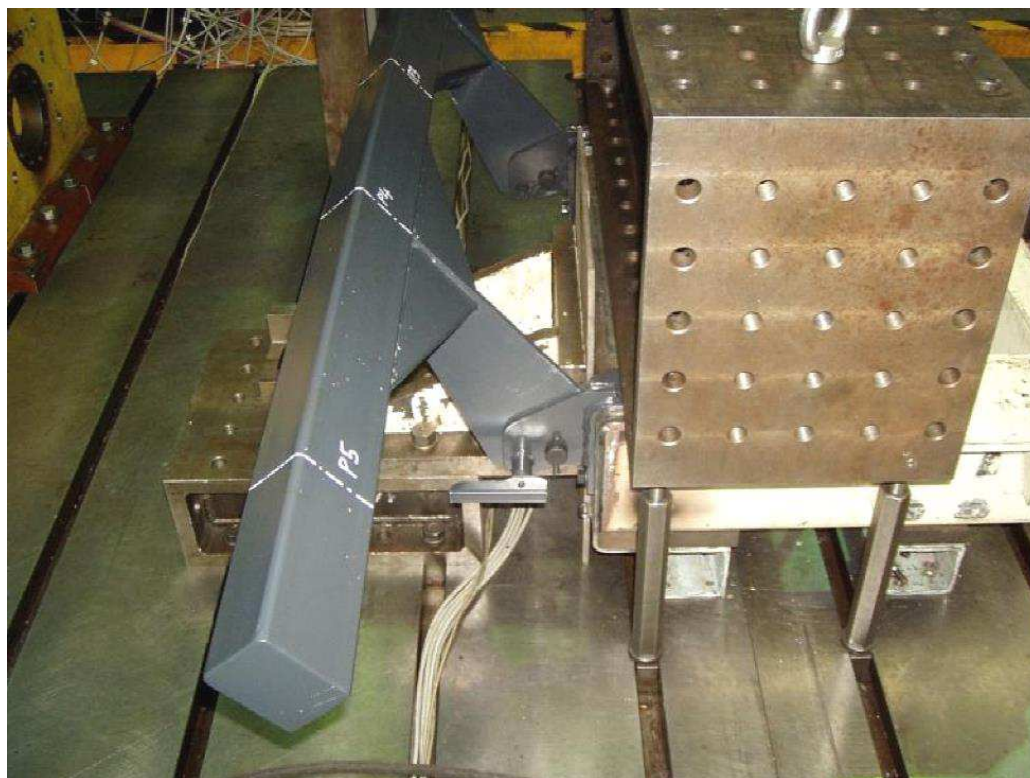
Obr. 16 - Detail uchycení zábrany k rámu podvozku

Pokud je zkouška potvrzena výpočtem a všechny podmínky splněny, není potřeba vykonat experiment.

Dle paragrafu 25.9, vozidla, která jsou vybavena zvedací plošinou, může být zařízení proti podjetí přerušeno. Tento bod se netýká tohoto typu zábrany.

### 2.3 Podmínky a postupy zkoušek

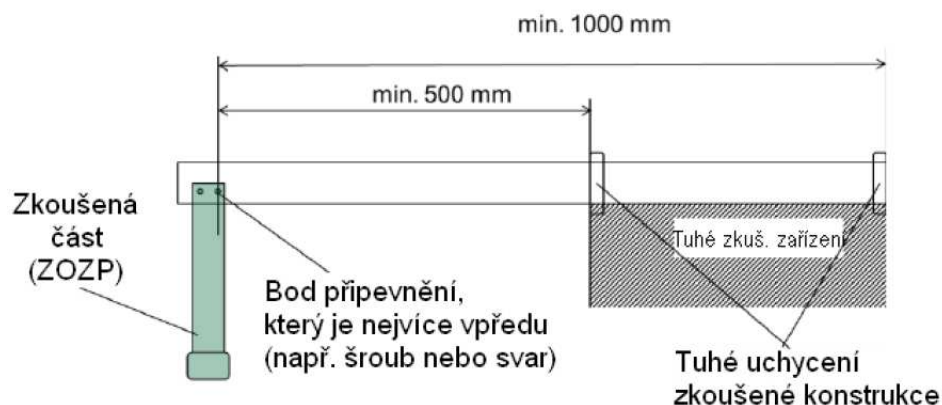
Postup zkoušky se řídí dle Přílohy 5 Předpisu 58. Dle verze normy z roku 2013, podle které byla zkouška provedena, je možné zábranu pomocí připevňovacího interface, v tomto případě konzolí, připevnit přímo na tuhé zkušební těleso, viz obrázek 17.



Obr. 17 - Sestava makety zábrany před provedením experimentu

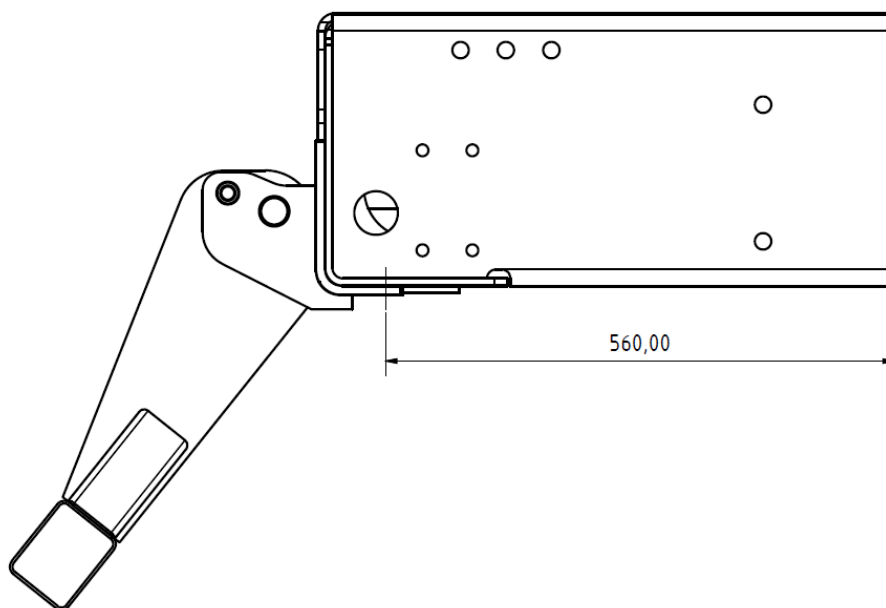
Dle nového znění normy z roku 2016 je nutno zábranu připevnit k maketě rámu, kde vzdálenost bodu připevnění zábrany k rámu a konce rámu, tedy k tuhému zkušebnímu zařízení, nesmí být menší než 500 mm. Cílem je snížení celkové tuhosti testovaného modelu. Předpoklad po provedení zkoušek zní, že v měřených bodech P1 – P5 dojde k větším posunům. Jedním z cílů práce je zkontrolovat a posoudit tyto posuny, zda nedojde k překročení hodnot stanovených normou. Pro simulaci byla tato hodnota

stanovena na 560 mm. Na obrázku 18 je schematicky znázorněno uchycení zábrany a rámu vůči tuhému zkušebnímu zařízení.



Obr. 18 - Schématické znázornění rozměrů rámu a uchycení zábrany

Na obrázku 19 je znázorněno, jak a v jaké vzdálenosti bylo uchycení zvoleno.

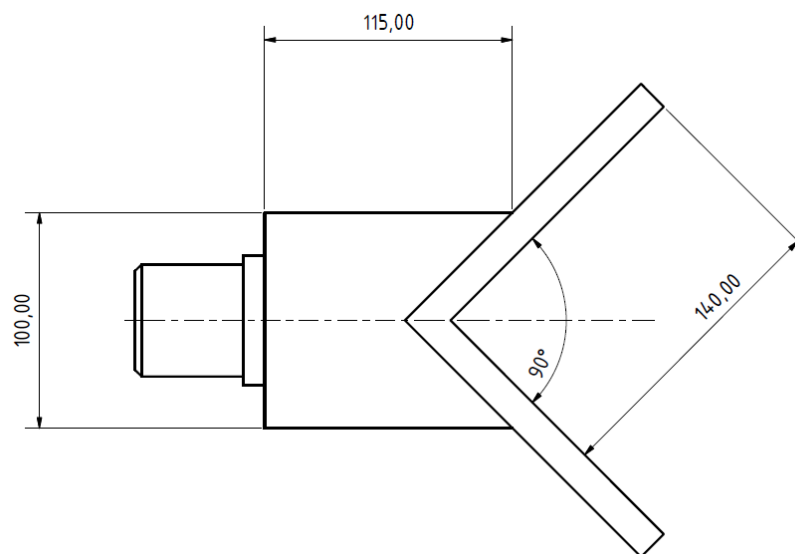


Obr. 19 - Zvolená část rámu

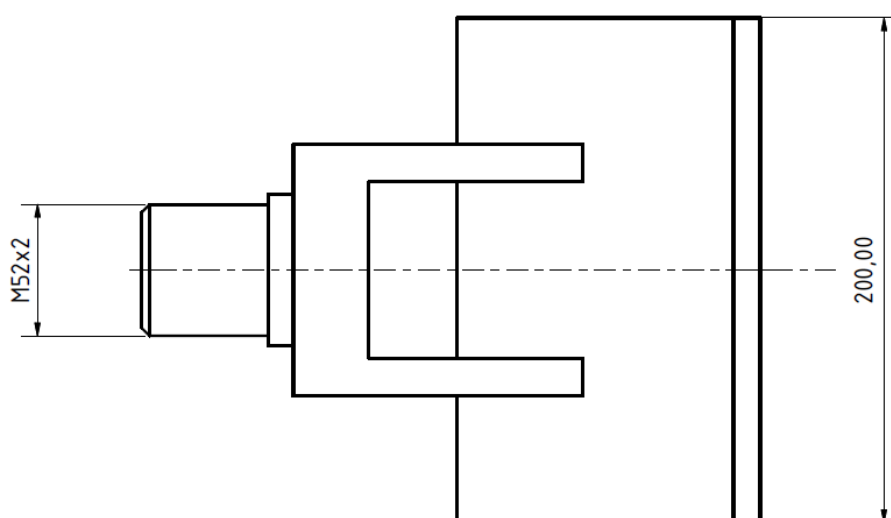
Postup zkoušky se řídí Odstavcem 3 Předpisu č. 58, Přílohy 57.

3.1 Při simulaci byl použit přípravek k rovnoměrnému zatížení příčnicku zábrany. Jelikož byl příčník natočen a ve směru zatěžování měl šikmé plochy, byl přípravek k tomuto účelu

upraven. Šířka přípravku byla 200 mm a délka dotykové plochy na každé straně 140 mm. Přípravek splnil podmínku pokrytí celé výšky průřezu příčniku. Podmínka zaoblení svislých okrajů nebyla splněna. Jednotlivé pohledy na přípravek k zatěžování jsou zobrazeny na obrázku 20 a 21. Přípravek nebyl s testovanou zábranou pevně spojen, ani žádným jiným způsobem neovlivnil tuhost testované zábrany. Přípravek byl zkonstruován s možností výkyvu do všech stran. Připojení na tlačnou část hydraulického válce bylo provedeno pomocí metrického závitu M52x2.



Obr. 20 - Přípravek k zatěžování – boční pohled



Obr. 21 - Přípravek k zatěžování – horní pohled

Dle paragrafu 3.1.1 se působí na dva body příčnicku symetricky umístěné k střední ploše zařízení v minimální vzdálenosti 700 mm a maximální 1000 mm od sebe. Vzdálenost těchto dvou bodů byla stanovena na 858 mm. Tomuto bodu bylo vyhověno.

Určení zátěžné síly bylo provedeno pomocí výpočtu síly, kterou působí vozidlo na vozovku pod sebou. Maximální přípustná hmotnost vozidla  $[m_M]$  v naloženém stavu byla stanovena na 50 000 kg. Odtud byla stanovena referenční síla  $[F_k]$ .

$$F_k = m_M \cdot g = 490,5 \text{ kN}$$

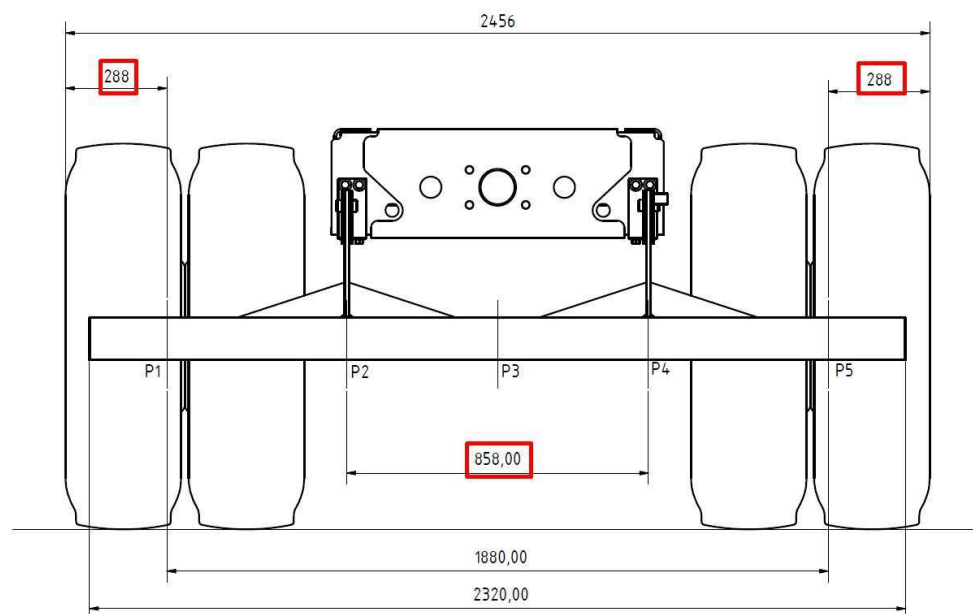
Zátěžná síla v těchto bodech je zvolena jako 50 % velikost síly referenční, nebo jako pevně stanovená hodnota 100 kN, podle toho, která je menší. V tomto případě zatěžování pro tyto dva body byla stanovena na 100 kN.

Dle paragrafu 3.1.2 se působí na dva body umístěné ve vzdálenosti  $300 \pm 25$  mm od podélných rovin tečných k vnějším okrajům kol na zadní nápravě, a na třetí bod umístěný ve střední svislé rovině vozidla. Vzdálenost bodů od tečných rovin k zadní nápravě byla stanovena na 288 mm. Tomuto bodu bylo vyhověno.

Zátěžné síla v těchto bodech je zvolena jako 25% velikost referenční síly, nebo pevně stanovenou hodnotou 50 kN, podle toho, která je menší. V tomto případě zatěžování pro tyto tři body byla stanovena na 50 kN.

Nebylo nutno stanovovat náhradní body pro zatěžování zábrany.

Při experimentu byly postupně zatěžovány body P1, P5 a P3 silou 50 kN a následně body P2 a P4 silou 100 kN. Stanovení pořadí působení sil je čistě na výrobci. V tomto případě se postupovalo od předpokládaných nejméně tuhých částí zábrany po ty nejvíce tuhé. Obdobně se bude postupovat i při simulaci zatížení zábrany pomocí výpočtových metod.



Obr. 22 - Vzdáleností zátěžných bodů od referenčních rovin

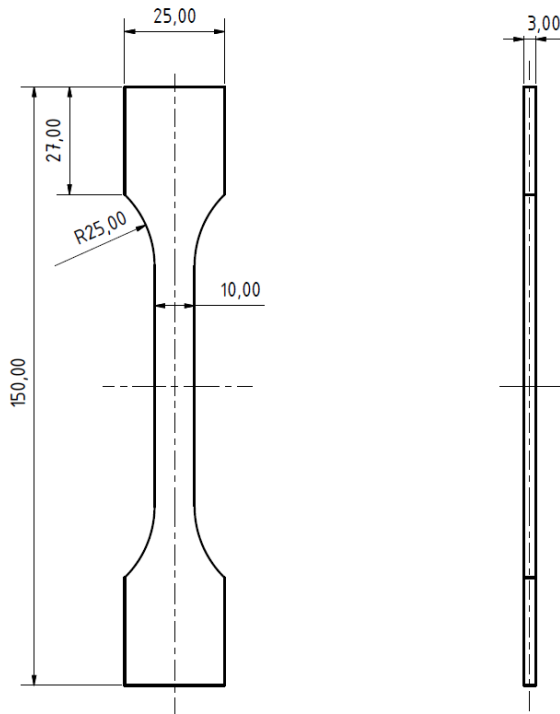
### 3 Tahové zkoušky

Z důvodu zpřesnění výsledků pro pozdější srovnání jednotlivých výpočtových simulací byly provedeny tahové zkoušky pro materiály použité při konstrukci zábrany. Jedná se o materiály S355 J2H a S690 QL. Tabulkové materiálové vlastnosti jsou vypsány v tabulce 1.

Tab. 1 - Vlastnosti použitých materiálů

Materiál	Mez kluzu	Mez pevnosti	Tažnost A	Poissonova konstanta	Modul pružnosti
Označení	Re [MPa]	Rm [MPa]	A [%]	$\mu$ [-]	E [MPa]
S 355 J2H	355	470	22	0,3	210000
S 690 QL	690	780	14	0,3	210000
S 460 N	460	550	17	0,3	210000

Tahová zkouška se řídila dle normy ČSN EN ISO 6891-1:2016. Podle této normy byl i navržen a připraven vzorek pro tahovou zkoušku. Rozměry vzorku byly stanoveny podle přílohy D pro tloušťku plochých výrobků nejméně 3 mm. Rozměry vzorku jsou zobrazeny na obrázku 23.



Obr. 23 - Rozměry vzorku pro tahovou zkoušku



Tahové zkoušky byly realizovány v laboratoři Katedry aplikované mechaniky na trhačím stroji značky Testometric typu M500-50CT. Poslední kalibrace trhačího stroje byla provedena 12. 10. 2017 a je platná do 12. 10. 2022.



Obr. 24 - Testometric M500-50CT

### 3.1 Průběh tahové zkoušky

Vzorek byl nejprve upevněn do trhačích čelistí. Posléze byly nastaveny nominální parametry vzorku, jako jeho tloušťka, šířka v trhané části a délka sledované části vzorku. Tahová zkouška byla řízená deformačně, a to o velikosti posuvu 3 mm/s. Přírůstek délky sledované části vzorku byl měřen pomocí extenzometru s délkou 50 mm. Data byla průběžně ukládána pro pozdější vyhodnocení.



Obr. 25 - Přetržený vzorek

Z tahových zkoušek byly získány data ve formě aktuálně působící síly k aktuálnímu prodloužení vzorku. Tyto hodnoty byly přepočítány na smluvní napětí a poměrnou deformaci.

Vzorec pro výpočet smluvního napětí [ $\sigma_{sm}$ ]:

$$\sigma_{sm} = \frac{F}{S_0} [\text{MPa}],$$

kde  $F$  je síla aktuálně působící na vzorek,  $S_0$  je obsah průřezu nedeformovaného vzorku

Vzorec pro výpočet smluvní poměrné deformace  $[\varepsilon_{sm}]$ :

$$\varepsilon_{sm} = \frac{\Delta L}{L_0} [-],$$

kde  $\Delta L$  je přírůstek prodloužení vzorku,  $L_0$  je délka nedeformovaného vzorku

Pro zadání dat do výpočetního programu *Ansys Workbench* bylo ještě nutné provést přepočet smluvních napětí na napětí skutečná.

Vzorec pro přepočet smluvního napětí na napětí skutečné  $[\sigma_{skut}]$ .

$$\sigma_{skut} = \sigma_{sm} \cdot (1 + \varepsilon_{sm}) [\text{MPa}],$$

kde  $\sigma_{sm}$  je smluvní napětí,  $\varepsilon_{sm}$  je poměrná deformace

Vzorec pro výpočet skutečné poměrné deformace  $[\varepsilon_{skut}]$ :

$$\varepsilon_{skut} = \ln \left( \frac{\Delta L + L_0}{L_0} \right) [\text{MPa}],$$

kde  $\Delta L$  je přírůstek délky vzorku,  $L_0$  je původní délka vzorku

### 3.1.1 Ocel S355 J2H

Pro vzorky z ocele S355 J2H bylo provedeno celkem šest tahových zkoušek. Následuje tabulka 2 s výčtem mechanických vlastností jednotlivých vzorků.

Tab. 2 - Naměřené mechanické vlastnosti pro ocel S355 J2H

	Tažnost	Modul pružnosti	Mez kluzu	Mez pevnosti
	$A_{exp}$	$E_{exp}$	$Re_{exp}$	$Rm_{exp}$
Vzorek č.	[%]	[MPa]	[MPa]	[MPa]
1	21,96	130981	317,867	521,376
2	19,88	222388	328,233	522,072
3	19,48	195189	312,433	520,850
4	20,06	214734	321,400	513,896
5	19,64	188235	335,067	517,241
6	19,44	193631	321,233	504,076

Z důvodu nízkého modulu pružnosti, který se zcela vymezil toleranci pro modul pružnosti za horka tvářených ocelí, nebyl první vzorek (označen červeně) zahrnut do dalšího zpracování dat pro určení materiálového modelu pro ocel S355 J2H. Mechanické vlastnosti byly určeny zprůměrováním hodnot pro jednotlivé parametry.

V tabulce 3 jsou zobrazena mechanické vlastnosti výsledného materiálového modelu pro ocel S355 MC, které budou použity během simulací.

**Tab. 3 - Výsledné mechanické vlastnosti oceli S355 J2H**

Výsledné mechanické vlastnosti oceli S355 J2H			
Tažnost	$A_{vys}$	19,48	[%]
Modul pružnosti	$E_{vys}$	202835	[MPa]
Mez kluzu	$Re_{vys}$	323,7	[MPa]
Mez pevnosti	$Rm_{vys}$	515,6	[MPa]

### 3.1.2 Ocel S390 QJ

Pro vzorky z ocele S390 QJ byly provedeny celkem tři tahové zkoušky. Následuje tabulka 4 s výčtem mechanických vlastností jednotlivých vzorků.

**Tab. 4 - Naměřené mechanické vlastnosti pro ocel S690 QL**

	Tažnost	Modul pružnosti	Mez kluzu	Mez pevnosti
	$A_{exp}$	$E_{exp}$	$Re_{exp}$	$Rm_{exp}$
Vzorek č.	[%]	[MPa]	[MPa]	[MPa]
1	10,66	54298	769,600	895,267
2	11,26	150525	757,200	890,224
3	11,16	167983	764,600	901,061

Z důvodu nízkých modulů pružnosti nebyly provedeny další vyhodnocení pro výsledný materiálový model oceli S690 QL a byly použity data pro vzorek číslo tři, jelikož modul pružnosti v tomto měření vyšel nejvyšší.

V tabulce 5 jsou zobrazena mechanické vlastnosti výsledného materiálového modelu pro ocel S690 QL, která budou použity během simulací.

**Tab. 5 - Výsledné mechanické vlastnosti oceli S690 QL**

Výsledné mechanické vlastnosti oceli S690 QL			
Tažnost	$A_{vys}$	11,16	[%]
Modul pružnosti	$E_{vys}$	167983	[MPa]
Mez kluzu	$Re_{vys}$	764,6	[MPa]
Mez pevnosti	$Rm_{vys}$	901,1	[MPa]

## 3.2 Bilineární model

Bilineární modely jednotlivých materiálů byly určeny pomocí tabelovaných hodnot, viz tabulka 1. Tyto modely byly následně použity pro prvotní ladění analýz.

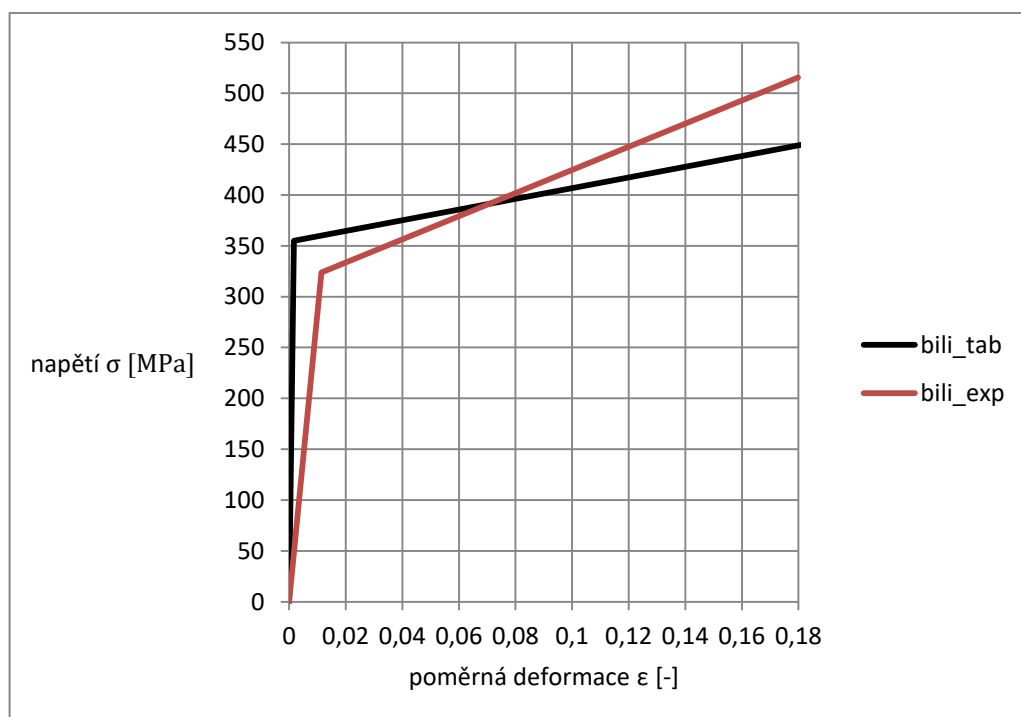
Prvotní tečné moduly  $E_{T\_tab}$  pro plastickou část křivky byly stanoveny dle následujícího vzorce:

$$E_{T\_tab} = \frac{R_{m\_tab} - R_{e\_tab}}{\frac{A}{100} - \frac{R_{e\_tab}}{E}} \text{ [MPa]}$$

Po provedení tahových zkoušek bylo možné pomocí naměřených dat určit přesnější moduly zpevnění pomocí vzorce, který lépe určí směrnici tečny v plastické oblasti materiálu:

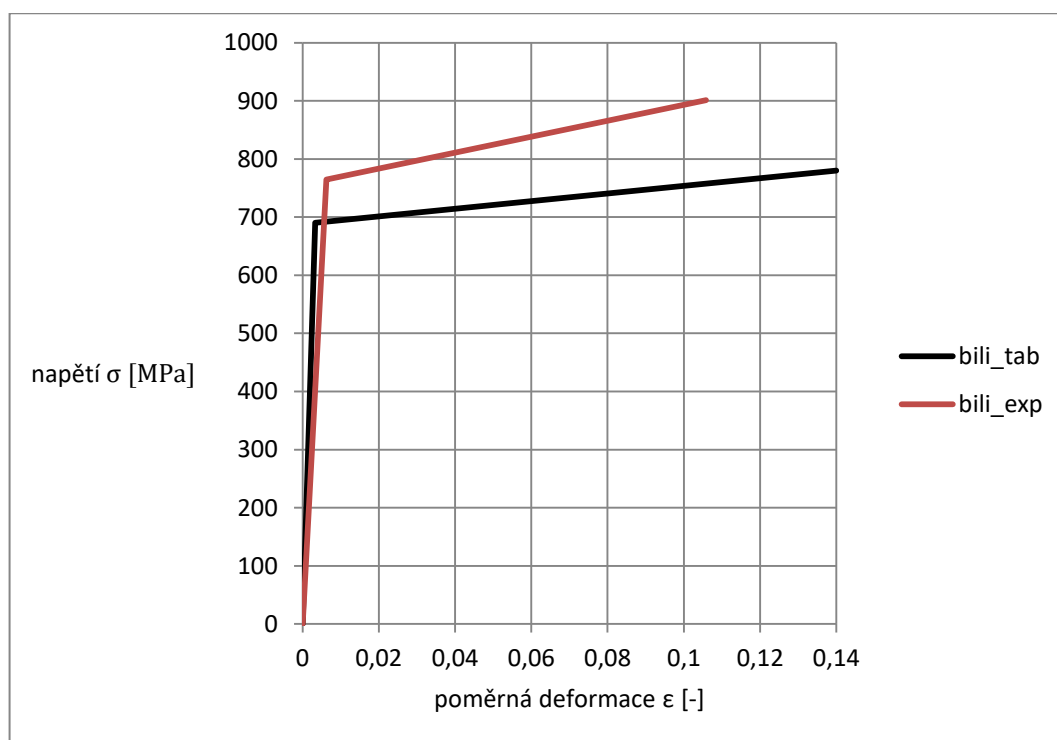
$$E_{T\_exp} = \frac{R_{m\_exp} - R_{e\_exp}}{\varepsilon_m - \varepsilon_e} \text{ [MPa]}$$

Na obrázku 26 je zobrazeno porovnání bilineárního modelu určeného pomocí tabelovaných hodnot (černě) a modelu určeného pomocí dat získaných z experimentu (červeně) pro materiál S355 J2H.



Obr. 26 - Porovnání bilineárních modelů pro ocel S355 J2H

Na obrázku 27 je zobrazeno porovnání bilineárního modelu určeného pomocí tabelovaných hodnot (černě) a modelu určeného pomocí dat získaných z tahových zkoušek (červeně) pro materiál S690 QL.



Obr. 27 - Porovnání bilineárních modelů pro ocel S690 QL

### 3.3 Multilineární model

Multilineární modely byly stanoveny na základě dat získaných z tahových zkoušek. Pro určení multilineárního modelů bylo vycházeno ze získaných průběhů bilineárního modelů, určených pomocí dat naměřených během tahových zkoušek.

Pro určení multilineárního modelu u oceli S355 J2H byly vybrány body mezi mezí kluzu a mezí pevnosti z naměřených dat ze vzorku číslo čtyři. Tento vzorek byl zvolen z důvodu nejmenšího rozdílu mezi mechanickými vlastnostmi výsledného modelu a vzorku čtyři.

Tab. 6 - Porovnání mechanických vlastností výsledného modelu a vzorku č. 4

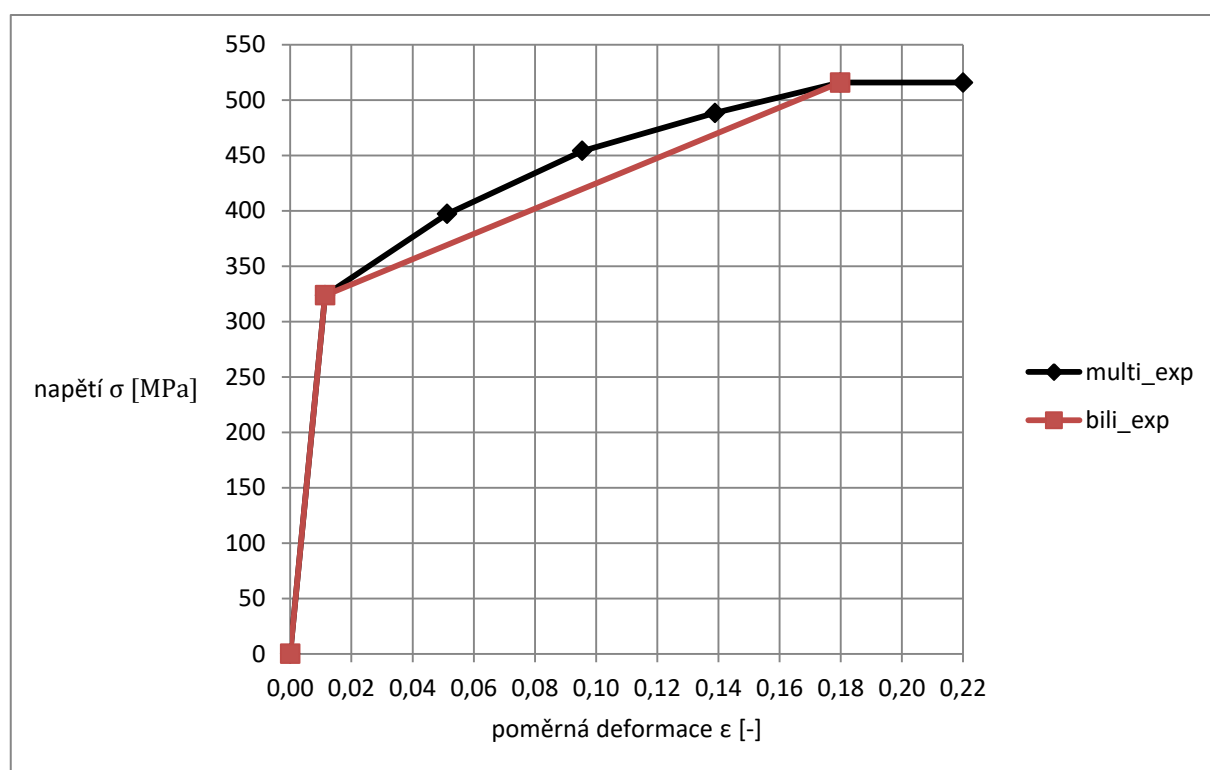
	Parametr	Výsledný model	Vzorek č. 4	Jednotka	Rozdíl	Jednotka
Tažnost	A	19,48	20,06	[%]	2,89	[%]
Modul pružnosti	E	202835	214734	[MPa]	5,54	[%]
Mez kluzu	Re	323,673	321,4	[MPa]	0,70	[%]
Mez pevnosti	Rm	515,627	513,896	[MPa]	0,34	[%]

Hodnoty napětí a poměrných deformací zvolených bodů pro křivky plastické části multilineárního modelu jsou zobrazeny v tabulce 7.

Tab. 7 - Body pro multilineární model oceli S355 J2H

Bod č.	Napětí [MPa]	Poměrná deformace [-]	Tečný modul [MPa]
1	0,000	0,00000	0
2	323,673	0,01139	202835
3	397,041	0,05127	1840
4	453,978	0,09549	1287
5	488,286	0,13889	790
6	515,627	0,17981	668
7	515,627	0,22000	0

Pro názornost průběhu křivek jednotlivých materiálových modelů pro ocel S355 J2H je na obrázku 28 zobrazeno jejich porovnání.



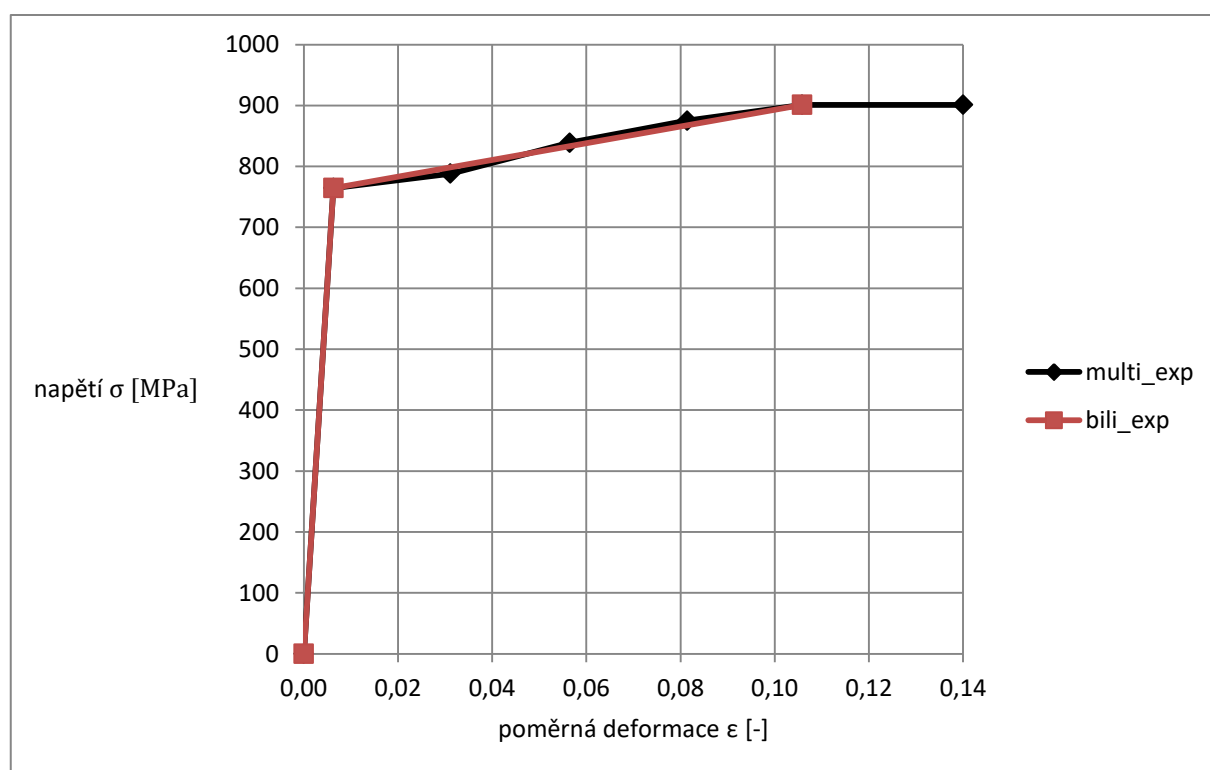
Obr. 28 - Porovnání materiálových modelů pro ocel S355 J2H

Při určování multilineárního modelu u oceli S690 QL bylo vycházeno pouze z naměřených dat u vzorku tři. Hodnoty napětí a poměrných deformací zvolených bodů pro křivky plastické části multilineárního modelu jsou zobrazeny v tabulce 8.

Tab. 8 - Body pro multilineární model oceli S690 QL

Bod	Napětí	Poměrná deformace	Tečný modul
č.	[MPa]	[-]	[MPa]
1	0,000	0,00000	0
2	764,600	0,00628	167983
3	788,038	0,03115	967
4	838,775	0,05646	2005
5	875,215	0,08139	1461
6	901,061	0,10580	1059
7	901,061	0,14000	0

Pro názornost průběhu křivek jednotlivých materiálových modelů pro ocel S690 QJ je na obrázku 29 zobrazeno jejich porovnání.

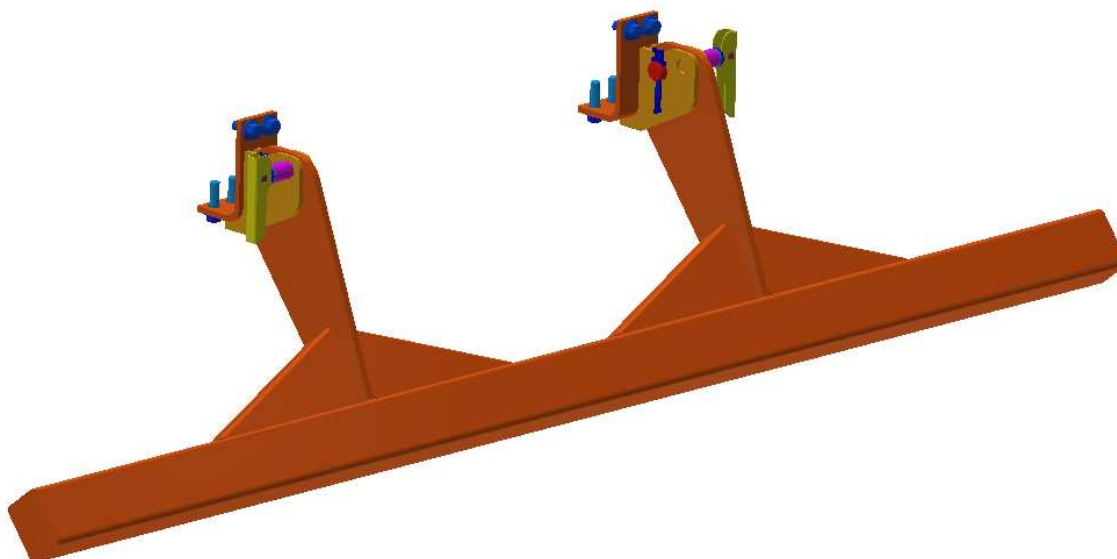


Obr. 29 - Porovnání materiálových modelů pro ocel S690 QL



## 4 Analýza stavu deformace a napjatosti

Analýza stavu deformace a napjatosti proběhla v prostředí programu *Ansys Workbench*, v modulu *Static Structural*. Prvotní úprava dodaného modelu firmou TATRA TRUCKS a.s. v programu *Autodesk Inventor 2017*.



Obr. 30 - Model zábrany připravený k uchycení k zádi rámu podvozku

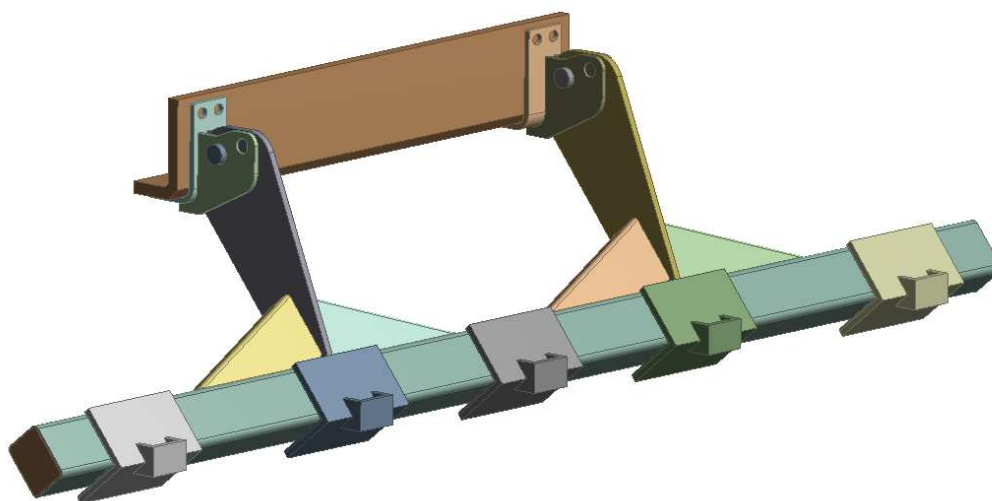
### 4.1 Příprava geometrického modelu

Pro zjednodušení simulací zatěžování byl původní model upraven. Byly odstraněny součásti, které nemají přímý vliv na celkovou deformaci zábrany při jejím zatěžování. V tomto případě se jednalo o pákový mechanismus pojistného čepu, závlačky hlavního čepu a připevňovací šrouby. Součásti byly buď zcela zanedbány, nebo nahrazeny příslušnou náhradou, nebo okrajovou podmínkou.

Pro splnění podmínky 3.1, kapitoly 3. *Postup* zkoušky, byl v místech zkušebních bodů určených výrobcem, dle dodané výkresové dokumentace, domodelován *tlačník*. Ten přenáší sílu vyvíjenou hydraulickým lisem, skrze společné stykové plochy, na příčník zábrany.

Nakonec byl domodelován opěrný díl, který simuloval zadní část rámu podvozku. O ten se opírají konzole zábrany.

Na obrázku 31 je zobrazen upravený model zábrany, který byl podroben prvotnímu ladění simulací. Jsou zde viditelné domodelované *tlačníky* umístěné v předem definovaných roztečích. U konzolí je domodelován opěrný dílec nahrazující zadní část rámu podvozku.



**Obr. 31 - Upravený model zábrany dle verze normy z roku 2013**

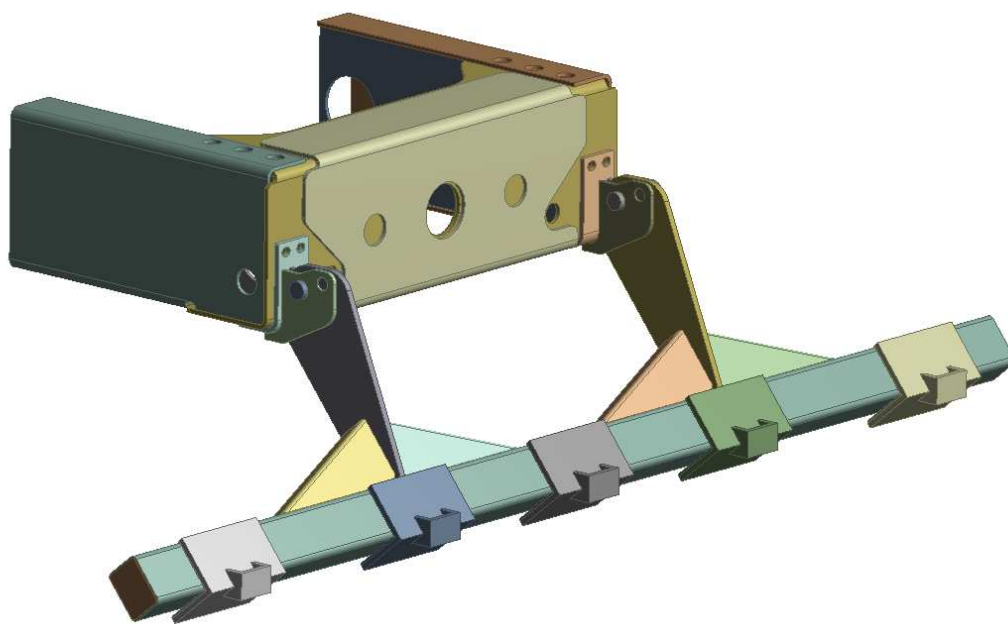
Tento model byl upraven dle požadavků verze normy z roku 2013, kde není nutné modelovat zadní část rámu podvozku.

Při experimentu byl model uchycen k pevné maketě rámu ukotvené v podlaží zkušební haly. Maketa byla bytelné konstrukce, tudíž na ní nebyly předpokládány deformace. Deformace makety byly také vyvráceny videem z probíhající zkoušky. Na obrázku 32 je zobrazena maketa rámu podvozku ve zkušební hale firmy TATRA TRUCKS a.s.



**Obr. 32 - Maketa zkušebního rámu s namontovanou zábranou**

Dle verze normy z roku 2016 musí být zábrana instalována na reálné části podvozku. Předpokládaným cílem této změny je snížení celkové tuhosti soustavy. V důsledku by při stejném zatěžování mělo dojít k větším posunům zábrany v měřených bodech na příčnicku. Minimální požadovaná vzdálenost od nejpřednějšího bodu uchycení zábrany k rámu uchycení rámu podvozku k tuhému podloží je stanovena na 500 mm. Pro simulaci byla zvolena část rámu podvozku o délce 560 mm.



Obr. 33 - Upravený model zábrany dle verze normy z roku 2016

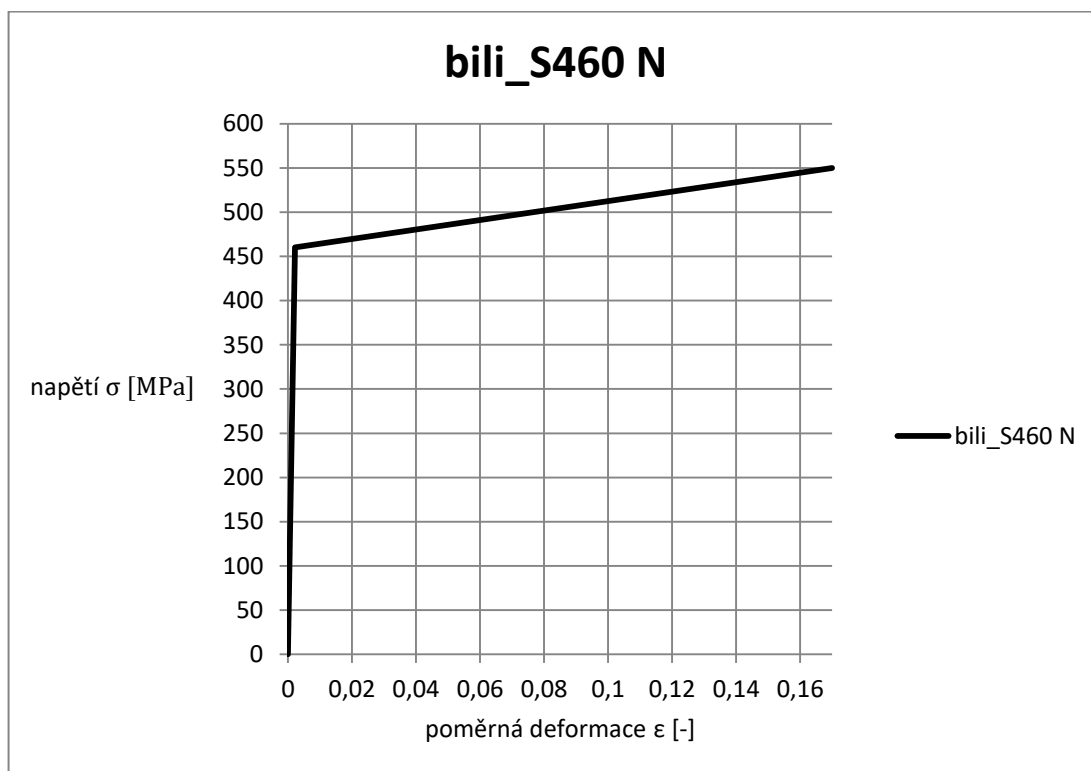
## 4.2 Zavedení materiálových modelů

Při simulacích byly použity všechny vytvořené bilineární i multilineární modely materiálů S355 J2J a S690 QL. Jak již bylo zmíněno prvotní odhad plasticity materiálu byl proveden pomocí tabelovaných hodnot. Pro výsledky z analýz provedených se zavedením těchto materiálů bylo provedeno odladění modelu.

Při simulaci bylo také zjištěno, že při zatěžování modelu sestaveného dle verze normy z roku 2016, dochází k překročení meze kluzu okolo šroubového uchycení na rámu podvozku. Pro zpřesnění simulace byl proto zaveden další bilineární materiálový model pro ocel S460 N, který odpovídá materiálu, ze kterého jsou vytvořeny součásti rámu podvozku. V následující tabulce 9 jsou uvedeny mechanické vlastnosti ocele S460 N a zobrazen vytvořený bilineární model.

Tab. 9 - Mechanické vlastnosti oceli S460 N

Mechanické vlastnosti oceli S460 N			
Tažnost	$A_{\min}$	17	[%]
Modul pružnosti	E	210000	[MPa]
Mez kluzu	$R_{e\min}$	460	[MPa]
Mez pevnosti	$R_{m\min}$	550	[MPa]



Obr. 34 - Bilineární model ocele S460 N

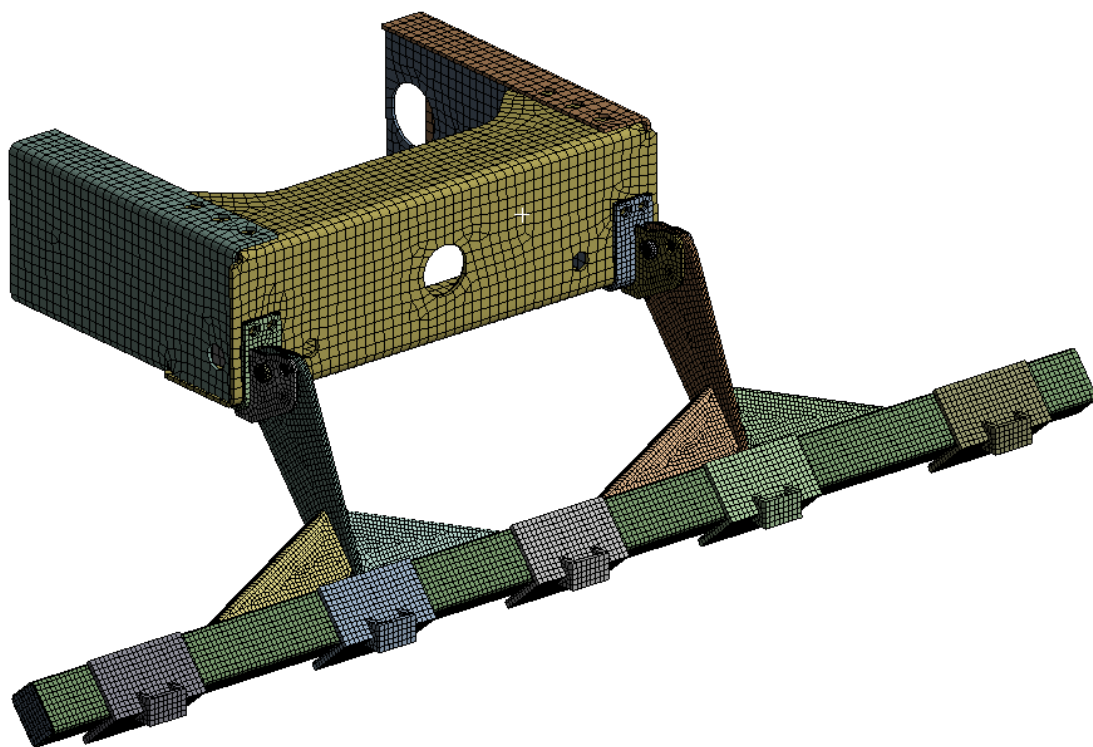
### 4.3 Konečnoprvkový model

Konečnoprvkový model podrobený simulacím byl vytvořen v prostředí *Mechanical* programu *Ansys Workbench*. Při jeho tvorbě bylo dbáno na jeho korektnost vůči řešenému problému zatěžování zábrany. V tabulce 10 je vypsán počet uzlů a elementů generovaných pro jednotlivé modely zábrany.

Tab. 10 - Počet uzlů a elementů generovaných pro jednotlivé modely

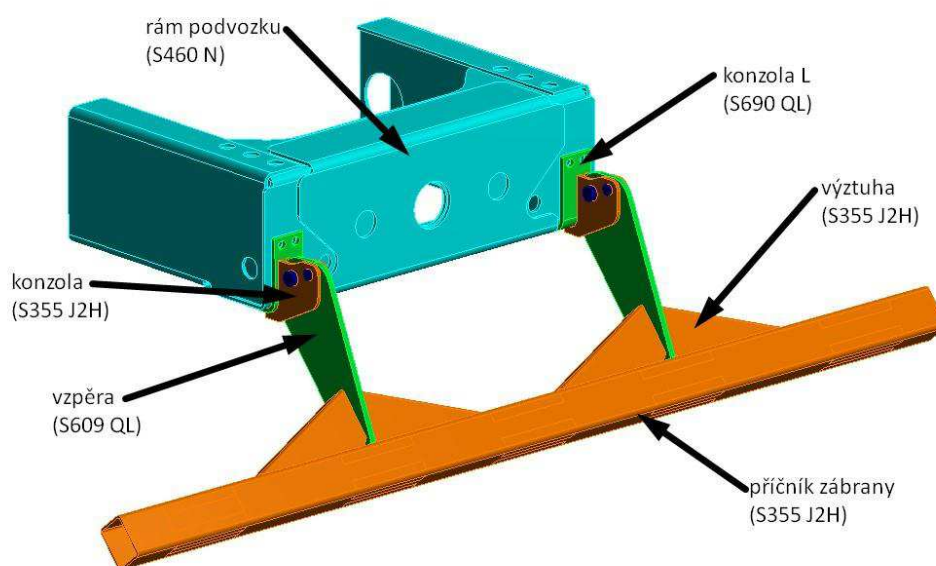
	Počet uzlů	Počet elementů
model 2013	157747	43883
model 2016	196347	51095

Na obrázku 32 je zobrazena konečnoprvková síť, která byla podrobena simulaci.



Obr. 35 - Konečkoprvkový model v prostředí *Mechanical*

Na obrázku 33 jsou znázorněny materiály jednotlivých součástí sestavy zábrany.



Obr. 36 - Materiály jednotlivých součástí zábrany

Model byl tvořen zejména pomocí prvků *Solid*, hexagonálním typem. V tomto bodě tvorby sítě byl brán zřetel na náročnost úlohy, kdy se bude jednat o silně nelineární úlohu. V simulaci byly zahrnuty nelineární kontakty, kdy dochází k modelování tření mezi jednotlivými součástmi sestavy, zejména mezi příčnickem rámu a tlačíky, dále pak v čepovém spojení zábrany s konzolí, a nakonec opřením zábrany o rám podvozku. Jednotlivé kontaktní plochy byly ošetřeny a nastavené kontaktní páry během simulací sledovány.

Druhou nelinearitou zahrnutou do simulací byly velké posuvy. Z provedeného experimentu bylo zjištěno, že k těmto posuvům bude docházet zejména na příčnicku zábrany, ve sledovaných místech, kde bude docházet k zatěžování.

Poslední zahrnutou nelinearitou v provedených simulacích byly vlastní materiálové modely, kdy byla do výpočtu zahrnuta plasticita jednotlivých materiálů.

#### **4.4 Úprava konečnoprvkového modelu**

Z důvodu nekonvergence modelu bylo přistoupeno k nezbytným úpravám, které tento problém zčásti vyřešily. U některých nahrazení bylo provedeno porovnání, zda nebudou mít přílišný vliv na výsledek analýzy.

Požadavek normy stanovuje použití pouze jednoho kusu zábrany během celého experimentu zatěžování v jednotlivých bodech. Všechny zátěžné stavy jsou tedy konány po sobě na jednom kusu zábrany. Zábrana je postupně zatěžována v bodech P1-P5-P3-P2-P4 v tomto pořadí. Požadavek na simulaci byl tedy stejný, postupně na jednom modelu zatěžovat všechny stanovené zátěžné body předepsanou silou.

##### **4.4.1 Ladění modelu**

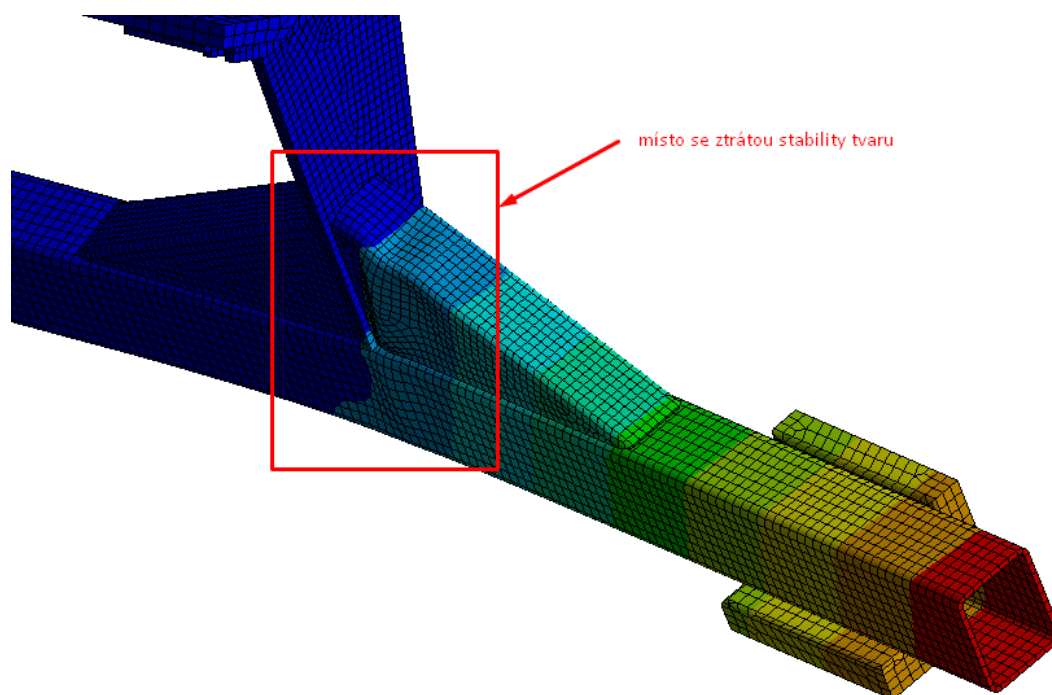
Jedním z požadavků bylo odladění simulace a srovnání výsledků s hodnotami získanými během prováděného experimentu zatěžování zábrany ve firmě Tatra a.s. Naměřené hodnoty byly zobrazeny v tabulce, kde byl měřen posuv tlačného válce hydraulického lisu a síla v něm působící. Z těchto naměřených dat byly odečteny hodnoty posuvů při dosažení předepsané síly a posuvů při dosažení maximální síly. Výsledky jsou zobrazeny v tabulce 11.

Tab. 11 - Naměřené hodnoty posuvů zátěžných bodů během experimentu

Místo měření	Maximální dosažená síla [kN]	Maximální dosažená deformace [mm]	Požadovaná hodnota síly [kN]	Deformace při požadované síle [mm]
P1	60.9	158.3	50	46.1
P2	102.8	34.3	100	30.7
P3	55.4	12.9	50	11.9
P4	102.1	55.8	100	53.7
P5	51.8	73.8	50	67.5

V tomto bodě během ladění simulací nastal první problém. Maximální dosažená síla v tlačníku při zatěžování bodu P1 dosáhla 60,9 kN. Této síle odpovídá i posuv měřeného bodu P1 o 158,3 mm. Posuv je patrný z přiloženého videa, kdy došlo k nadměrné deformaci zábrany, silné plastizaci a tečení materiálu. Tato síla přesáhla předepsanou hodnotu 50 kN o 21,8 %. Výsledky dalšího měření proto nešly považovat za validní.

Maximální možná síla, pro kterou simulace proběhla, činila 52,7 kN. Při dalším navýšení síly docházelo k nadměrné deformaci modelu a ke ztrátě stability tvaru. Velikosti sil zadaných do simulace se proto řídily dle normy. V bodech P1, P3 a P5 bylo působeno silou 50 kN, v bodech P2 a P4 silou 100 kN.



Obr. 37 - Místo se ztrátou stability tvaru

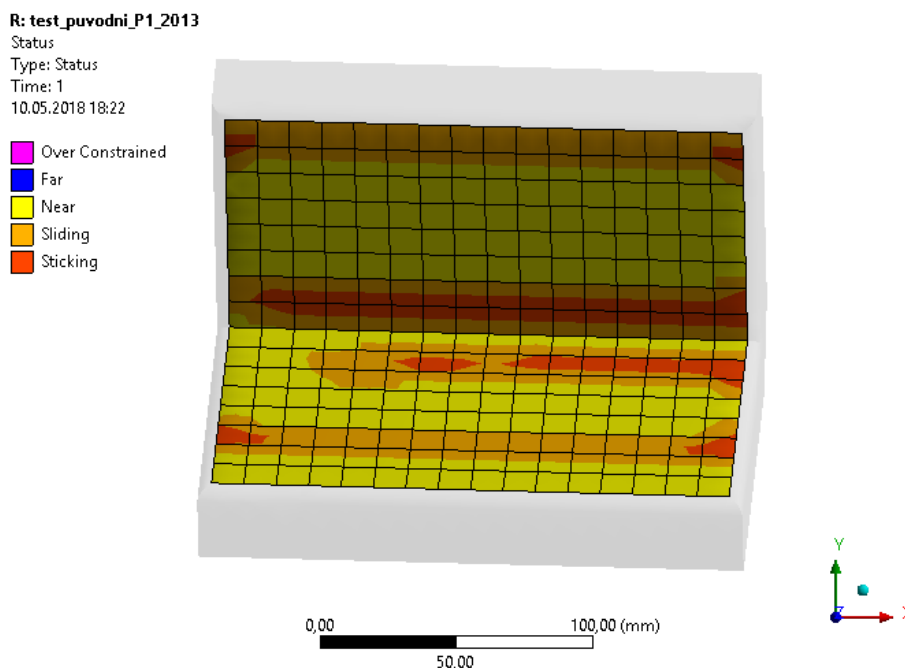


#### 4.4.2 Odstranění tlačníků

Dalším problémem, který se projevil při prvotním ladění simulací, bylo nastavení průběhu zatěžování jednotlivými silami. Po zatížení a odlehčení zátěžného bodu P1 docházelo k nadměrným posunům ostatních tlačníků nastavených pro zatěžování dalších bodů a dále k neseptnutí jednotlivých kontaktů tlačníků s příčnickem zábrany.

Tento problém byl řešen nahrazením tlačníků silami působícími na plochy vymezené jednotlivými tlačíky. Pro tento způsob nahrazení byla provedena simulace a srovnání výsledků pro zjištění velikosti zanesené chyby do simulace.

Nejprve byla provedena simulace s jedním tlačíkem pro bod P1, kdy byly zjištěny opěrné plošky na příčnicku zábrany. Do plošek byla poté zavedena působící síla. Takto byly provedeny simulace pro bod P1 a P2. Bod P3 byl vynechán z důvodu předpokladu malých posunů a rovnoměrného působení tlačníku, body P4 a P5 jsou symetricky umístěné vůči bodům P1 a P2, zde bylo předpokládáno stejné rozmístění a velikosti hledaných plošek. Zjištění velikosti a rozmístění plošek bylo provedeno pomocí kontaktního páru mezi tlačíkem a příčnickem. Výsledky jsou zobrazeny na obrázku 34 a 35.



Obr. 38 - Kontaktní plocha tlačníku v bodě P1 při maximálním zatížení



T: test\_puvodni\_P2\_2013\_tlacnik

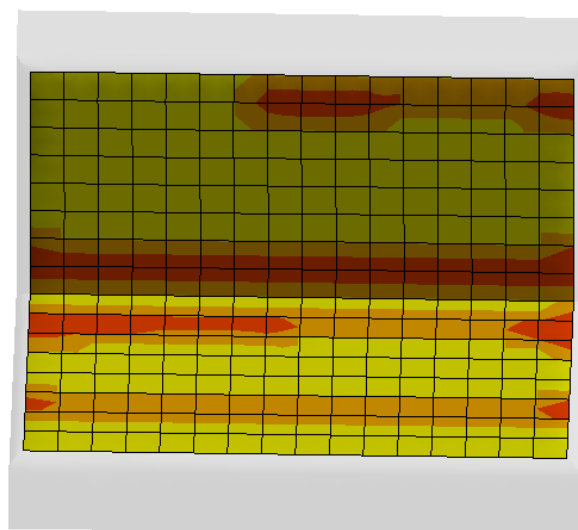
Status

Type: Status

Time: 1

10.05.2018 21:38

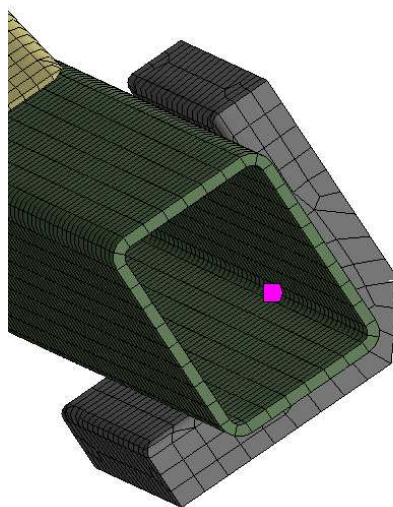
Over Constrained  
Far  
Near  
Sliding  
Sticking



Obr. 39 - Kontaktní plocha tlačníku v bodě P2 při maximálním zatížení

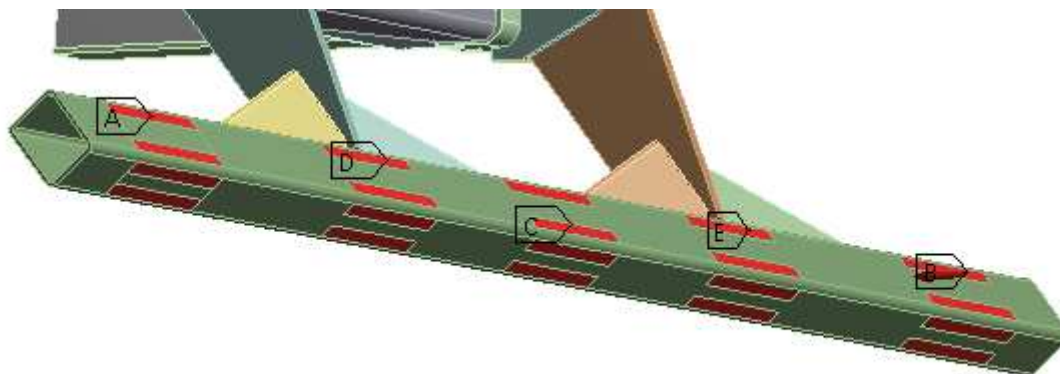
Z obrázků 34 a 35 lze určit, že k opření dojde zejména v blízkosti rohů příčnicku zábrany. Zde byly také vymodelovány plošky pro zavedení sil místo tlačníků.

Pro zjištění velikosti chyby proběhly simulace pro jednotlivá zatížení a následné srovnání posunů v jednotlivých měřicích bodech při dosažení maximální síly. Jako měřicí bod byl zvolen uzel na hraně příčnicku zábrany.



Obr. 40 - Měřicí uzel pro bod P1

Na obrázku 36 jsou zobrazeny modelované plošky pro zavedení tlačných sil.



Obr. 41 - Vymodelované plošky pro zavedení tlačných sil

V tabulce 12 jsou porovnány posuny měřících bodů pro zátěžný bod P1 a P2. Chyba nepřesáhla 10%. Pro nejkritičtější místo P1 s nejmenší tuhostí a předpokladem největších posunů vyšel rozdíl měřených posunů lehce přes 5%. Pro další měření se tato chyba zanedbala.

Tab. 12 - Porovnání posunů před a po zavedení nahrazení tlačníků

Bod	Tlačník	Plošky	Rozdíl
Posun	[mm]	[mm]	[%]
P1	46,848	44,422	5,18
P2	25,484	23,355	8,35

#### 4.4.3 Úprava materiálových modelů

Poslední úpravou k zajištění konvergence simulace byla změna zadaných parametrů mechanických vlastností pro jednotlivé materiálové modely.

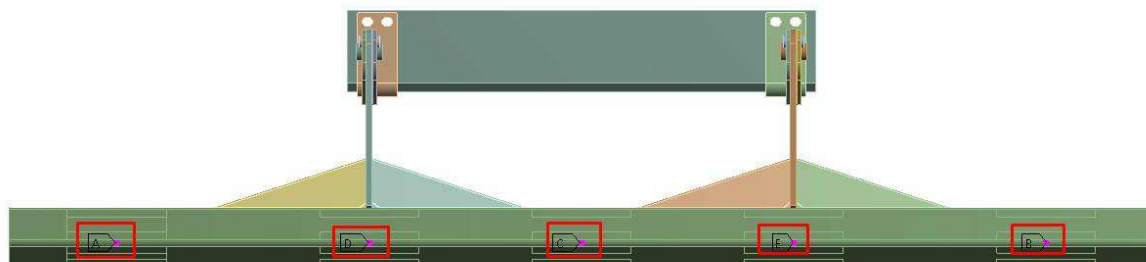
V prvním případě docházelo u součástí tvořených materiálem S355 J2H k nadměrným deformacím a nekonvergenci modelu před dosažením požadovaného zatížení. Přes veškerou snahu odladění simulace pro získané materiálové modely z tahových zkoušek byla nakonec mez kluzu stanovena tahovou zkouškou 323,7 MPa změněna na tabelovanou hodnotu 355 MPa. Tato změna výrazně pomohla ke konvergenci modelu.

Po provedení změny u materiálu S355 J2H začalo docházet k nadměrným deformacím i u součástí tvořených materiálem S690 QJ. Zde byla provedena změna modulu pružnosti

z hodnoty získané tahovou zkouškou 167 983 MPa na tabelovanou hodnotu 200 000 MPa. Tato změna vedla k úplné konvergenci modelu.

#### 4.5 Porovnání výsledků

Po provedení všech potřebných úprav k úspěšnému vyřešení dané úlohy bylo provedeno porovnání s výsledky získanými během experimentu. Body, ze kterých byly odečítány posuny, jsou zobrazeny na obrázku 38.



Obr. 42 - Stanovené měřící body

Celkem byly provedeny tři simulace pro zatížení všech pěti bodů v řadě. U každé simulace byl použit jiný materiálový model nebo jiný model sestavy.

V následujících tabulkách je provedeno srovnání výsledků jednotlivých simulací s daty z experimentu. Hodnoty posuvu pro experiment jsou vždy odečteny při dosažení normou předepsané síly v jednotlivých měřících bodech.

Nejprve bylo provedeno srovnání pro model sestavy nastavený dle požadavků verze normy z roku 2013, kdy jde zábrana napevno připevněna k maketě rámu podvozku. Byly zvoleny bilineární materiálové modely.

Tab. 13 - Porovnání výsledků: bilineární x experiment

Model sestavy dle verze normy z roku 2013				
Bod	Bilineární mat. model	Experiment	Rozdíl	Rozdíl
č.	[mm]	[mm]	[mm]	[%]
P1	51,3	46,1	5,2	10,1
P2	23,6	30,7	7,1	23,1
P3	9,7	11,9	2,2	18,4
P4	29,1	53,7	24,6	45,8
P5	54,4	67,5	13,1	19,4

Druhá simulace byla nastavena pro tentýž model sestavy. V této simulaci byly použity multilineární materiálové modely.

**Tab. 14 - Porovnání výsledků: multilineární x experiment**

Model sestavy dle verze normy z roku 2013				
Bod	Multilineární mat. model	Experiment	Rozdíl	Rozdíl
č.	[mm]	[mm]	[mm]	[%]
P1	47,4	46,1	1,3	2,8
P2	22,4	30,7	8,3	26,9
P3	9,9	11,9	2,0	16,6
P4	26,6	53,7	27,1	50,5
P5	50,0	67,5	17,5	25,9

Z výsledků je patrné, že nejlépe s experimentem koreloval multilineární materiálový model v bodě zatěžování P1. Odchylka zde byla pouhých 2,8 %. Jak již bylo zmíněno v pododstavci 4.4.1 *Ladění modelu*, data naměřená během experimentu po odlehčení zatížení v bodě P1 nejsou validní v důsledku nedodržení předepsané tlačné síly a následného zborcení zábrany. V porovnání proto dochází k velkým odchylkám.

V tabulce 15 jsou porovnány výsledky pro bilineární a multilineární modely.

**Tab. 15 - Porovnání výsledků: bilineární x multilineární**

Model sestavy dle verze normy z roku 2013				
Bod	Bilineární mat. model	Multilineární mat. model	Rozdíl	Rozdíl
č.	[mm]	[mm]	[mm]	[%]
P1	51,3	47,4	3,9	7,6
P2	23,6	22,4	1,2	5,0
P3	9,7	9,9	0,2	2,1
P4	29,1	26,6	2,5	8,7
P5	54,4	50,0	4,4	8,1

Jako poslední byla provedena simulace pro model sestavy splňující požadavky verze normy z roku 2016, a to namontování zábrany na reálné části modelu rámu podvozku. Materiálový model byl zvolen multilineární z důvodu nejlepší shody pro bod P1. Výsledky jsou porovnávány v tabulce 16.

**Tab. 16 - Porovnání výsledků: model dle 2013 x model dle 2016**

Multilineární materiálový model				
Bod	Model dle verze z roku 2013	Model dle verze z roku 2016	Rozdíl	Rozdíl
č.	[mm]	[mm]	[mm]	[%]
P1	47,4	52,9	5,5	10,4
P2	22,4	25,7	3,3	12,9
P3	9,9	11,1	1,2	10,8
P4	26,6	30,3	3,7	12,2
P5	50,0	54,3	4,3	7,9

Poslední simulace byla provedena z důvodu získání rozdílů posunů a ověření, zda by návrh zábrany vyhověl aktuální verzi normy z roku 2016. Dle odstavce 25.7 nesmí žádný ze zátěžných bodů během působení sil, a ani po jeho ukončení, přesahovat vodorovnou vzdálenost 400 mm mezi zadní stranou zábrany a zadní stranou rámu podvozku.

**Tab. 17 - Vodorovná vzdálenost nejzašších bodů na rámu podvozku a zábrany**

Vodorovná vzdálenost nejzašších bodů			
Bod	Před působením	Maximální	Minimální
č.	[mm]	[mm]	[mm]
P1	348,0	348,0	300,6
P2	348,0	353,3	325,4
P3	348,0	356,2	332,4
P4	348,0	350,5	318,0
P5	348,0	352,3	295,0

Jedním z požadavků pododstavce 25.7 dle verze normy z roku 2016 je také požadavek na svislou vzdálenost zátěžných bodů vzhledem k původní světlé výšce. Tato hodnota posunu by neměla během a po zatěžování překročit 60 mm. V tabulce 18 jsou zobrazeny výchylky v obou svislých směrech. Během zatěžování k překročení této hodnoty nedošlo. Hodnoty posunů byly měřeny pro model sestavy dle verze normy z roku 2016.

**Tab. 18 - Svislý posun měřících bodů na zábraně**

Posun ve svislém směru					
	P1	P2	P3	P4	P5
Směr	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]
Nahoru	3,4	1,8	2,3	1,2	7,4
Dolů	32,5	23,3	21,6	30,1	38,6

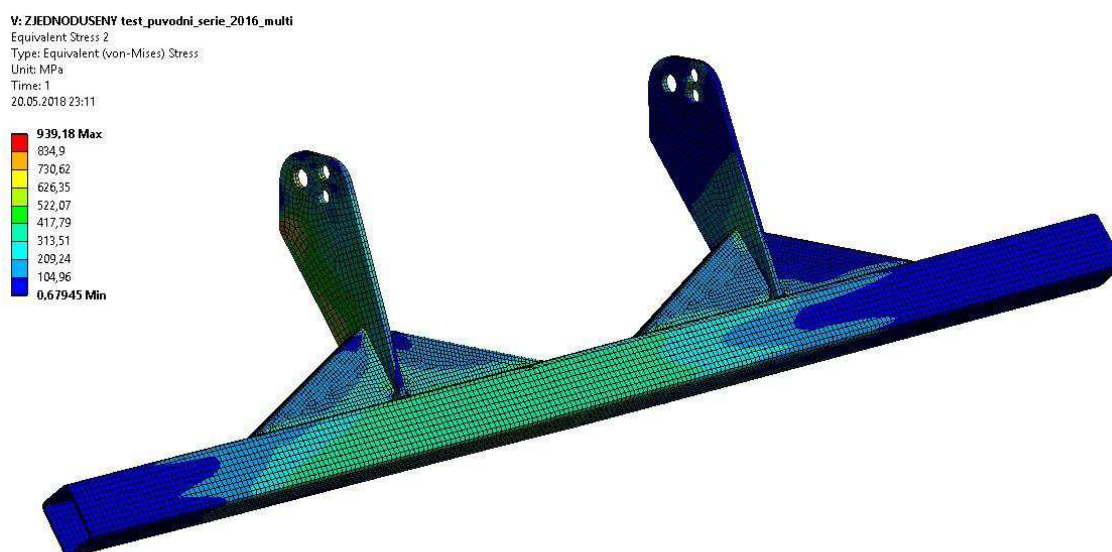
## 5 Návrh konstrukčních úprav

Jelikož aktuální konstrukční řešení vyhovuje požadavkům Předpisu č. 58, Přílohy 57, *Dohody o přijetí jednotných technických pravidel pro kolová vozidla*, nedošlo k zásadnímu přepracování aktuálního konceptu zábrany. Cílem návrhu konstrukčních úprav bylo snížení potřebné síly k vyzvednutí zábrany do horní úvratě, tedy zábranu v její sklopné části odlehčit. Toto se ukázalo jako nelehký úkol, neboť na sklopné části zábrany docházelo během simulací k největším deformacím a tečení materiálu. Při změně konstrukčního řešení tedy nesmělo dojít ke snížení tuhosti zábrany, přijatelným výsledkem by tedy mohlo být pouze její zvýšení.

Během návrhu konstrukčních úprav byl brán ohled na požadavky zástavby vůči zbytku vozidla.

### 5.1 Postup odlehčení

Nejprve byl zjištěn napětový stav na sestavě zábrany během jejího zatěžování. Poté byly detekovány místa s nejmenší a největší změnou napětí. Úpravy byly provedeny na součástech sestavy s největší deformací. Jedním z vodítek pro určení nadměrných deformací součástí sestavy zábrany bylo provedení prvotních simulací. Z těchto simulací byla určena přibližná místa pro budoucí návrh změny. Pro ilustraci je na obrázku 39 zobrazena mapa napětí při zatížení bodu P1.



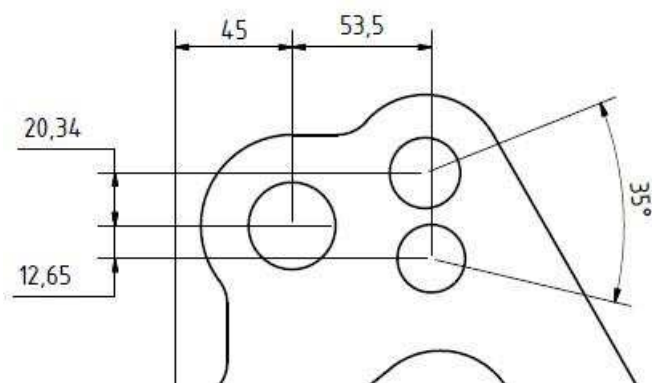
Obr. 43 - Mapa napětí při zatížení bodu P1

Během simulací se projevil jako nejvíce namáhaný příčník zábrany a výztuhy. Zde docházelo v místech spojení se vzpěrou ke vzepření a tečení materiálu.

Při optimalizaci zábrany z pohledu hmotnosti byl brán zřetel na jednoduchou vyrobiteľnost a nízkou pořizovací cenu materiálů. Polotovary, ze kterých je zábrana vyrobena, by měly být lehce dostupné na českém trhu. Materiály, ze kterých jsou součásti zábrany vytvořeny, tedy byly zachovány.

## 5.2 Optimalizace součástí

Nejprve proběhl návrh konstrukční optimalizace vzpěry. Jelikož tato součást během simulací nevykazovala nadměrné deformace, byl zásah do této součásti větší než u ostatních. Pro zachování uložení zábrany do konzol byly zanechány původní rozměry roztečí děr pro čepy.

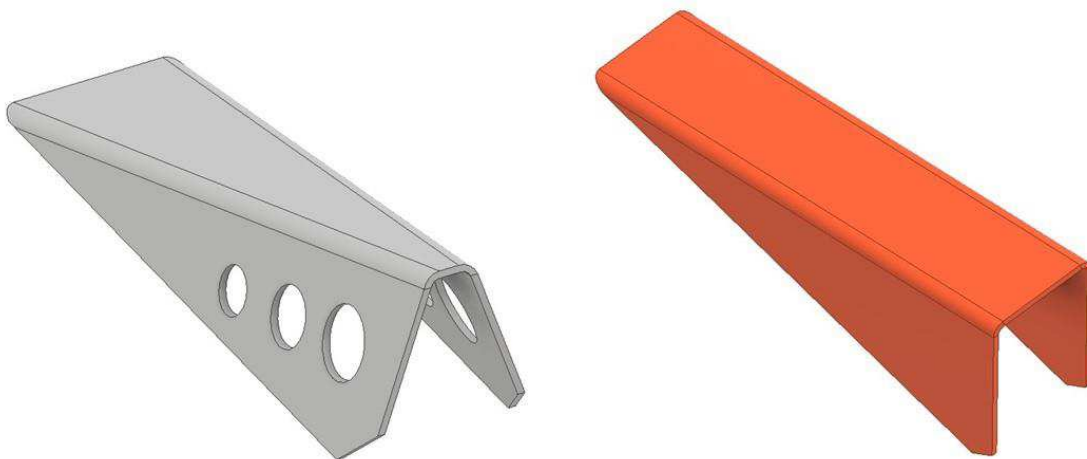


Obr. 44 - Rozměry roztečí děr pro čepy



Obr. 45 - Porovnání konstrukčního řešení vzpěry

Jako druhá proběhla konstrukční optimalizace výztuhy. Tato součást se často během simulací bortila a na jejích stěnách vznikala vzpěr. Zásah byl proto většího rázu a došlo k celkovému přemodelování výztuhy. Jelikož bude tato součást vystavena opravdu velké zátěži, byla také navržena změna materiálu z S355 J2H na materiál S460 N.



**Obr. 46 - Porovnání konstrukčního řešení výztuhy**

Další součásti zábrany nebyly nijak konstrukčně upravovány. Příčnick a krytky byly ponechány v původním stavu.

Na obrázku 43 je zobrazena celá sestava nového návrhu zábrany.



**Obr. 47 - Sestava nového návrhu zábrany**



### 5.3 Porovnání konstrukčních řešení

Po provedení konstrukčních úprav byl proveden zátěžový test nového návrhu zábrany. Pro porovnání byl zatěžován bod P1 z důvodu nejmenší tuhosti zábrany prokázané v předešlých simulacích. Při simulaci byly použity multilineární materiálové modely.

Tab. 19 - Porovnání posuvů měřících bodů

	Aktuální model	Navrhovaný model	Rozdíl	Rozdíl
	[mm]	[mm]	[mm]	[%]
P1	47,4	46,5	0,9	1,9

Dále byla provedena simulace v modulu *Rigid Dynamics* pro vyšetření potřebné síly k vyzvednutí zábrany do horní úvratě. Síla byla stanovena na 327 N. Oproti aktuální síle potřebné k vyzvednutí došlo ke snížení o 9,9 N.

V tabulce 20 jsou porovnány hmotnosti jednotlivých součástí před a po úpravě.

Tab. 20 - Porovnání hmotností součástí zábran

Porovnání hmotností jednotlivých dílů zábrany před a po úpravě					
	Počet	Před úpravou	Po úpravě	Rozdíl	Rozdíl
	[ks]	[kg]	[kg]	[kg]	[%]
Vzpěra	2	5,1485	4,5671	0,5814	11,3
Výztuha	4	1,4283	0,9032	0,5251	36,8
Příčník	1	29,737	29,737	0,0000	0,0
Krytka	2	0,1086	0,1086	0,0000	0,0
Celková hmotnost		45,9644	42,7012	3,2632	7,1

## 6 Závěr a zhodnocení

### 6.1 Zhodnocení výsledků

Jedním z cílů práce bylo porovnat konstrukční řešení zábrany proti podjetí na vozech Tatra, zkonstruované a testované podle Předpisu č. 58, Přílohy 57, *Dohody o přijetí jednotných technických pravidel pro kolová vozidla* s aktuální verzí normy z roku 2016. Konstrukční provedení zábrany a výsledky homologačních testů požadavkům normy vyhověly. Podle aktuální verze normy by musela být zábrana podrobena dalšímu přezkoušení a experimentu pro zjištění potřebných výsledků k provedení homologace. Pomocí MKP analýzy byly zjištěny tyto výsledky a porovnány s hodnotami stanovenými normou. Zábrana by vyhověla.

Dalším cílem práce z důvodu zavedení plasticity do simulací a jejich naladění, bylo provést tahové zkoušky vzorků materiálu použitých při konstrukci zábrany. Celkem byly testovány dva materiály, ocel S355 J2H a ocel S690 QL. Z dat naměřených během tahové zkoušky byly sestaveny bilineární a multilineární materiálové modely pro pozdější implementaci do výpočetního software *Ansys Workbench*. Při ladění prvotních simulací byly materiálové modely z důvodu nekonvergence modelu upraveny. Tyto úpravy byly konzultovány a následně schváleny.

Původním záměrem bylo naladit simulace zatěžování zábrany přesně podle provedeného experimentu firmou TATRA TRUCKS a.s. Tento cíl se ukázal jako nedosažitelný z důvodu omezení simulačním software a nesprávně provedeným experimentem. Při zatěžování modelu zábrany došlo k překročení požadované síly pro splnění podmínky zkoušky, a zkroucení zábrany doprovázené nadměrnou plastizací a tečením materiálu. Během zkoušky byly zaznamenávány data zatěžování silou v závislosti na posuvu tlačníku. Z těchto dat lze zjistit maximální sílu působící v prvním zátěžném bodu. Síla překročila normou požadovanou hodnotu o 20%. Zkouška byla také zaznamenána na videozáznam, ze kterého lze rozpoznat nadměrnou deformaci zábrany při zatěžování v prvním zátěžném bodu. Další data získané během zkoušky proto nešly považovat za validní. Při srovnání s daty získanými ze simulací dochází k velkým rozdílům. Model byl proto odladěn pouze pomocí srovnání posuvů prvního zátěžného bodu. Další srovnání proběhly mezi výsledky ze simulací s implementovanými bilineárními a multilineárními modely, a mezi modely splňující požadavky pro testování zábrany podle verze normy z roku 2013 a verze normy z roku 2016. Jedním z cílů těchto srovnání bylo určení, zda pro simulace pomocí MKP

softwaru stačí určení bilineárních modelů dle tabelovaných hodnot, nebo zda je potřeba provést tahové zkoušky pro získání průběhu multilineárních modelů.

Poslední bod této diplomové práce se zabýval návrhem nového konstrukčního řešení zábrany z hlediska jejího odlehčení a snížení potřebné manipulační síly k vyzvednutí zábrany do horní úvratě. Při těchto úpravách se předpokládalo zachování stávající tuhosti, nebo její zvýšení. Těmto bodům bylo vyhověno. Manipulační síla byla snížena o 3%.

## **6.2 Diskuze**

Při řešení této diplomové práce se čelilo několika komplikacím, které pro úspěšné zakončení práce, musely být řešeny.

První komplikací, která musela být řešena, nastala při nastavování prvotních simulací zatěžování. Simulaci nastavenou dle parametrů, podle kterých se řídil experiment, nebylo možné vyřešit. Zatěžování modelu zábrany silou v prvním zátěžném bodu nebylo možné simulovat, proto po diskuzi se zadavatelem bylo dohodnuto, že pro simulaci pomocí MKP bude stačit síla určená normou. V tomto bodě vzniká první zanesená chyba do simulace, kdy se předpokládá jiný výsledek simulace.

Druhou komplikací, která se projevila při ladění modelů, byla silná nelineárnost simulace. Do modelu jsou zaneseny nelineární kontakty, velké posuvy a plasticita materiálu. Dle požadavků normy je zábrana namáhána silou, která je z hydraulického lisu přenášena na příčník zábrany pomocí tlačníku. Tato situace, kdy je postupně namáháno všech pět bodů jednotlivými tlačíky, nešla simulovat. Jako příčina této komplikace se projevila nadměrná deformace zábrany už po prvním zatížení, a následném neseptnutí kontaktů mezi dalšími tlačíky a příčníkem. Tento problém s tlačíky byl po konzultaci a vzájemné dohodě suplován pomocí plošek na příčníku, na které působí zatěžující síla. Proběhlo porovnání výsledků pro jednotlivé zatěžování tlačník versus ploška. Zanesená chyba do simulace není velká, nicméně s modelovanými tlačíky by simulace byla věrohodnější.

Třetí zanesenou chybou do simulace je úprava materiálových modelů. Z důvodu nekonvergence simulace a nadměrné deformace určitých součástí sestavy zábrany, došlo ke změně mechanických vlastností materiálů. Tato úprava vyvrací potřebu provádění tahových zkoušek pro získání materiálových modelů.

## 7 Zdroje

Články: *autoroad.cz: Proč jsou na kamionech nezbytné zábrany proti podjetí?* [online]. Marek Litzman. Poslední změna 8.3.2011. [Cit. 19.5.2018]. Dostupné z: <http://autoroad.cz/technika/34284-proc-jsou-na-kamionech-nezbytno-zabrany-proti-podjeti#photogalleryInArticle-1>

LEINVEBER, J., VAVRA, P. *Strojnické tabulky*. Vyd. 5. Úvaly: Albra, 2011, 927 s. ISBN 978-80-7361-081-4.

SHIGLEY, Joseph Edward a Charles R. MISCHKE a Richard G BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. V Brně: VUTUM, 2010. xxv, 1159 s. Překlady vysokoškolských učebnic, sv. 3. ISBN 9788021426290.

HALAMA, Radim. *Experimentální poznatky a fenomenologické modelování cyklické plasticity kovů*. Ostrava, 2009. Habilitační práce (doc.). Vysoká škola báňská, Fakulta strojní, Katedra aplikované mechaniky, 11-2009.

TÜV SÜD CZECH, *DOHODA o přijetí jednotných technických pravidel pro kolová vozidla, zařízení a části, které se mohou montovat a/nebo užívat na kolových vozidlech a o podmínkách pro vzájemné uznávání schválení, udělených na základě těchto pravidel*, Revize 2, E/ECE/TRANS/505/Rev.1/Add.57/Rev.2, Předpis č. 58

TÜV SÜD Czech s.r.o, Technical report No.: 121609 – 14 – TAC, ECE Regulation No. 58.02, supplement 3, from: 15 July 2013